

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ІВАНА ПУЛЮЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни
«Будівельна техніка»

*(для студентів спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»
денної і заочної форми навчання)*

Затверджено
на засіданні кафедри
будівельних конструкцій.
Протокол № 12 від 13.06.19
на засіданні методичної ради факультету
інженерії машин, споруд та технологій
Протокол № 9 від 27.06.19

ТЕРНОПІЛЬ 2019

УДК 624
ББК 38.6-5

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Будівельна техніка». / (для студентів спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» денної і заочної форми навчання) / Укл.: В.Б. Ігнат'єва, Д.Я. Баран. – Тернопіль: вид-во ТНТУ ім. І. Пулюя, 2019 – 64 с.

У методичних вказівках розглянуті найважливіші питання по всіх темах курсу, наведені варіанти задач і методичні рекомендації для вирішення цих задач.

Укладачі	В. Б. Ігнат'єва, доц., к.т.н., Д.Я. Баран, доц., к.т.н.
----------	--

Відп. за випуск	А. І. Пік, к.т.н.
-----------------	-------------------

Рецензент	Я. О. Ковальчук, доц., к.т.н.
-----------	-------------------------------

ЗМІСТ

Вступ	4
Тема 1. Розрахунок механічних передач (трансмісій).....	5
Тема 2. Тяговий розрахунок автомобільного транспорту	13
Тема 3. Розрахунок стрічкового конвеєра	23
Тема 4. Розрахунок вантажної лебідки.....	29
Тема 5. Розрахунок кранів.....	36
Тема 6. Розрахунок одноковшевих екскаваторів.....	43
Тема 7. Вибір траншеєкопача та розрахунок тривалості його роботи в умовах експлуатації.....	49
Тема 8. Тяговий розрахунок і визначення продуктивності бульдозера	55
Література, що рекомендується.....	62

ВСТУП

Для закріплення досліджуваних теоретичних основ з дисципліни «Будівельна техніка» навчальним планом передбачені практичні заняття і самостійна робота, результатами яких є розрахунки, що закріплюють навички самостійного застосування вивчених теоретичних питань і самостійної інженерної діяльності.

Курс "Будівельна техніка" належить до спеціальних дисциплін.

Метою курсу є надання студентам теоретичних і практичних знань про сучасні будівельні машини та обладнання, які необхідні для самостійного вибору комплектів машин та обладнання з урахуванням виду робіт та умов їх експлуатації.

Завдання курсу - навчити студентів самостійно обирати будівельні машини на основі їх розрахунку, у відповідності з видом робіт і умовами експлуатації.

Після вивчення курсу студенти повинні:

- вміти оперувати основними поняттями, які стосуються будівельної техніки;
- вміти використовуючи основні поняття, які стосуються будівельної техніки, класифікувати будівельну техніку;
- розуміти взаємозв'язок між правильними розрахунками показників будівельних машин і вибором будівельної техніки для будівельних робіт;
- застосовувати методики розрахунку основних техніко-економічних показників будівельних машин для вибору будівельної техніки з урахуванням виду і умов будівельних робіт;
- аналізувати результати розрахунків основних техніко-економічних показників будівельних машин і вибору будівельної техніки;
- синтезувати результати аналізу розрахунків і вибору будівельної техніки;
- оцінювати правильність розрахунків основних техніко-економічних показників будівельних машин і вибору будівельної техніки.

ТЕМА 1: РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ (ТРАНСМІСІЙ)

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку механічних передач.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок приводу та передач приводу будівельних машин;
- аналізувати результати виконаних розрахунків приводу та передач приводу будівельних машин;
- оцінювати правильність розрахунків приводу та передач приводу будівельних машин.

Короткі теоретичні відомості

Механічні передачі служать для зміни швидкості, крутного моменту трансмісії або характеру руху, напрямку руху, площини руху та інших параметрів.

Основними параметрами передач є коефіцієнт корисної дії (ККД), потужність, яка передається, та передаточне число.

Передаточним числом кінематичної пари називається відношення діаметра (радіуса) веденого колеса до діаметра (радіуса) ведучого; для зубчастої та ланцюгової передач - відношення числа зубців Z_2 на веденій шестерні або зірочці до числа зубців Z_1 , на ведучій; для черв'ячної передачі - число зубців Z_2 черв'ячного-колеса до числа заходів Z_1 , черв'яка.

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Передаточне число системи передач (трансмісії) рівне добуткові передаточних чисел окремих передач

$$i = i_1 i_2 i_3 \dots i_n$$

Пасові передачі призначені для передачі обертання між паралельними або перпендикулярними валами. Пасова передача складається із двох шківів, на які надітий нескінченний пас (плоский, трапецієвидний, круглий). Паси бувають: вовняно-паперові, бавовняно-паперові прогумовані, поліамідні, шкіряні.

В плоскопасових передачах передаточні числа можуть досягати 10, а в клинопасових - до 15, потужності, які передаються, відповідно до 2000 кВт та 10000 кВт.

Швидкість паса може досягати 30 м/с при прогумованих та 45 м/с при шкіряних пасах.

Перевагами пасових передач є: простота конструкції, великі міжосьові відстані, мала чутливість до ударів та перевантажень.

До недоліків відносять великі габарити та неможливість отримання точного передаточного числа через ковзання паса.

Передаточне число (i) пасової передачі визначається за формулою:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)},$$

де $\varepsilon = 0,002 \dots 0,03$ - коефіцієнт ковзання.

Зубчасті передачі складаються із коліс, по колу яких нарізані зубці. Зубці коліс знаходяться в зачепленні. Менше із пари зубчастих коліс називається шестернею, а більше - колесом.

Зубчастими колесами передається обертання між валами з паралельними осями (циліндричні), які перехрещуються (гвинтові) та осями які перетинаються (конічні)

Крім зовнішнього зачеплення передачі можуть мати і внутрішнє.

Перевагами зубчастих передач є малі габарити, високий ККД, висока надійність та довговічність, сталість передаточних відношень та можливість використання в широкому діапазоні потужностей - до 50000 кВт, швидкостей - до 150 м/с та передаточних відношень - до 20, частіше для циліндричних прямозубих коліс до 10, конічних передач до 5.

Черв'ячні (гвинтові) передачі передають обертання між валами, які перехрещуються. Черв'ячна передача складається із черв'яка та черв'ячного колеса. Черв'як являє собою гвинт із трапецієвидною різью. Черв'як буває однозахідний, двох, трьох та чотирьохзахідний.

Передаточне число черв'ячної передачі визначається

$$i = \frac{Z_k}{Z_{\text{ч}}} = \frac{n_{\text{ч}}}{n_k},$$

де: Z_k - число зубців колеса,

$Z_{\text{ч}}$ - число заходів черв'яка,

$n_{\text{ч}}$ - частота обертів черв'яка,

n_k - частота обертів колеса.

При роботі черв'ячної передачі ведучим елементом є черв'як. Обертання від черв'ячного колеса, в більшості випадків, не може передаватися черв'яку. В цьому полягає властивість самогальмування.

До недоліків черв'ячних передач відносять: невисокий ККД, нагрівання при тривалій роботі, зношування, що потребує застосування кольорових матеріалів (бронза).

Передачі можуть бути відкритими та закритими. Відкриті передачі змащуються (крім пасових) консистентним (густим) мастилом та можуть мати захисний кожух. Закриті передачі (редуктори) виконані в жорсткому корпусі та працюють в закритих масляних ваннах.

Для передаточних чисел, до 10 редуктори виконують одноступінчастими, до 15...30 - двоступінчастими. Для великих передаточних чисел - трьохступінчастими. Редуктори із конічними колесами виконують одноступінчастими або, в поєднанні з циліндричними - двоступінчастими. Черв'ячні редуктори звичайно виконують одноступінчастими. Передаточне число багатоступінчастих редукторів дорівнює добутку передаточних чисел кожної пари.

Ланцюгові передачі використовуються для передачі обертання між двома

або декількома валами при великих відстанях між ними. Передача складається із двох або декількох зірочок та нескінченного ланцюга. У більшості випадків використовуються втулко-роликові однорядні або багаторядні ланцюги. Застосовуються також втулкові, пластинчасто-зубчасті, гакові та стержневі ланцюги.

Звичайно передаточні числа менші 8, а в тихохідних передачах можуть досягати 15.

Швидкість ланцюга в передачах вибирають до 15 м/с, а в швидкохідних передачах - до 25 м/с. Потужність, яка передається, може досягати 800 кВт.

Перевагами ланцюгових передач є можливість застосування в широкому діапазоні міжосьових відстаней, малі габарити та маса, легкість заміни та високий ККД. Недоліки - видовження ланцюга в результаті зношування та необхідність натяжних пристроїв, нерівномірність швидкості.

Завдання

Визначити загальний ККД привода і необхідну потужність електродвигуна; вибрати вид електродвигуна; визначити загальне передаточне число привода і розподілити його між видами передач привода; обчислити частоти обертання, потужності і крутні моменти на валах привода.

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Вихідні дані

Варіант	Схема за рис. 1	Тип передачі	Потужність на вихідному валу, N_B , кВт	Частота обертання вихідного вала, n_B , хв. ⁻¹
1	2	3	4	5
1	а	Плоскопасова і циліндрична прямозуба	5,0	150
2			5,5	145
3			6,0	140
4			6,5	125
5			7,0	130
6			7,5	125
7			8,0	120
8	б	Плоскопасова і конічна прямозуба	9,0	110
9			9,5	105
10			10,0	110
11			11,0	115
12			11,5	120
13			12,0	125
14			12,5	130

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5
15	в	Клинопасова і циліндрична прямозуба	13,5	140
16			14,0	145
17			14,5	150
18			15,5	145
19			14,5	140
20			14,0	135
21			13,5	130
22	г	Клинопасова і конічна прямозуба	12,5	120
23			12,0	115
24			11,5	110
25			11,0	105
26			10,5	135
27			10,0	130
28			9,5	120

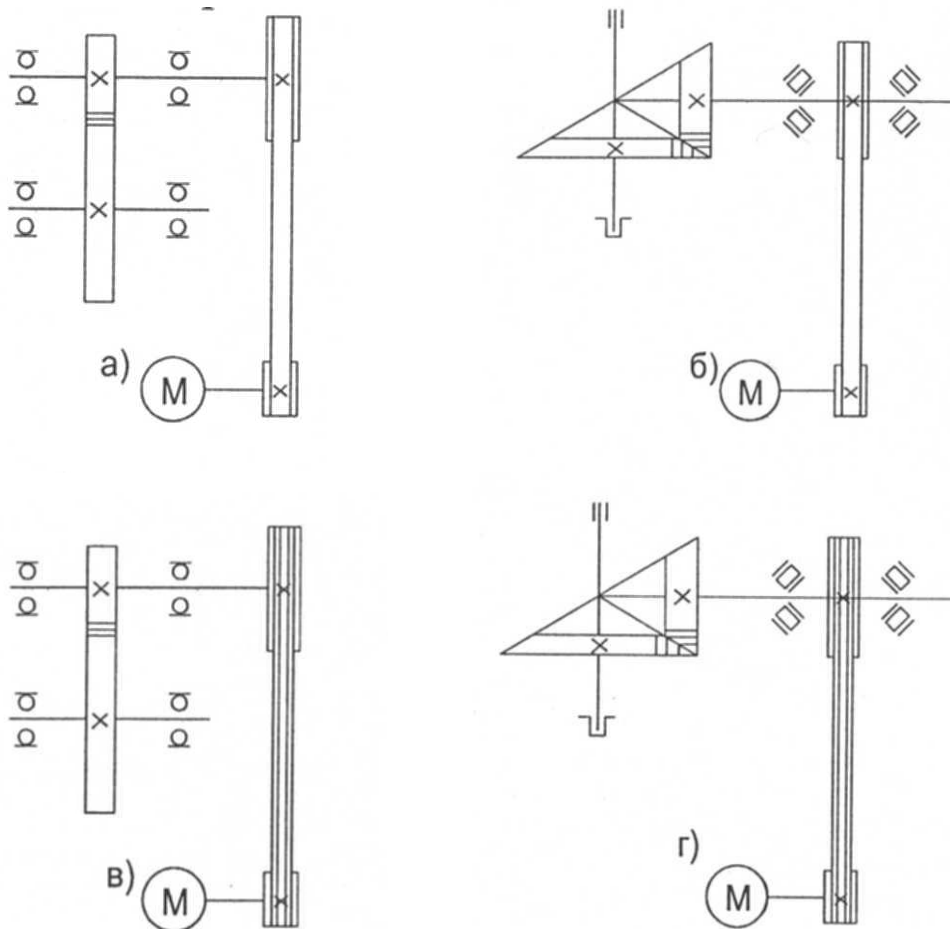


Рисунок 1.1 - Схеми приводів будівельних машин: а - конвеєра;
б - дробарки з плоскостасовою передачею; в - бетононасоса;
г - дробарки з клинопасовою передачею

Методика розрахунку

Визначається потужність електродвигуна за формулою

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}}, \text{ кВт},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на вихідному валу, кВт;

$\eta_{\text{заг}}$ – загальний коефіцієнт корисної дії приводу, що дорівнює добутку окремих ККД елементів приводу, $\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i \eta_{\text{оп}}^k$; η_1, η_2 - ККД окремих передач (визначаються за табл. 1.2); $\eta_{\text{оп}}^k$ - ККД, який враховує втрати у підшипниках; k - кількість валів чи пар підшипників.

Втрати в підшипниках на тертя оцінюються такими коефіцієнтами: для однієї пари підшипників кочення $\eta_{\text{пк}} = 0,99 \dots 0,995$; для однієї пари підшипників ковзання $\eta_{\text{пков}} = 0,98 \dots 0,99$; Втрати в муфті приймаються $\eta_{\text{муф}} = 0,98$.

Таблиця 1.2 - Орієнтовні значення часткових ККД, η

Елемент привода	Значення
Ступінь зубчастого редуктора (закритого):	
циліндричний	0,96...0,98
конічний	0,95...0,97
Зубчаста передача відкрита:	
циліндрична	0,92...0,94
конічна	0,91...0,93
Пасова передача:	
плоскопасова	0,95...0,97
клинопасова	0,94...0,96
Підшипники кочення (одна пара)	0,990...0,995
Муфти	0,965...0,995

Частота обертання вала електродвигуна:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{в}} i_1 i_2 \dots i_i, \text{ хв.}^{-1},$$

де $n_{\text{в}}$ - частота обертання вихідного вала, хв.⁻¹;

i_1, i_2 - передаточні числа окремих передач, рекомендовані значення яких наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 - Рекомендовані значення передаточних чисел

Тип передачі	Передаточне число
Зубчаста в редукторі	3...6
Відкрита зубчаста:	
циліндрична	4...6
конічна	3...4
Пасова	2...

Користуючись табл. 1.4, підбирається електродвигун потужністю N_0 і частотою обертання n_0 ротора, значення яких є найближчими до отриманих раніше $N_{дв}$ і $n_{дв}$. Під час підбирання N_0 допускається перевантаження двигуна до 5...8% при постійному і до 10...12% при змінному навантаженнях.

В позначенні марки електродвигуна вказується (на прикладі електродвигуна 132M2 / 2900): відстань від опорної поверхні до осі ротора в мм (132), клас захисту (М), число пар полюсів (2), дійсна (асинхронна) частота обертання ротора в хв.⁻¹ (2900), яка приймається в розрахунках.

Уточнюється загальне передаточне число привода:

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_0}{n_{\text{в}}}$$

Таблиця 1.4 - Двигуни і закриті обдувні єдиної серії 4А (тип/асинхронна частота обертання, хв.⁻¹)

Потужність, N_0 кВт	Синхронна частота, хв. ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,23	-	-	-	71B8/680
0,37	-	-	71A6/910	80A8/675
0,55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/950	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30	180M2/2945	180M4/1470	-	-

Отримане в результаті розрахунку загальне передаточне число розподіляється між видами і ступенями передач у відповідності з табл. 1.3.

Якщо у кінематичній схемі привода крім зубчастих передач є пасова передача то спочатку визначають її передаточне число, щоб забезпечити пропорційність деталей таких передач з рештою деталей привода.

Діаметр меншого шківів плоскопасової передачі:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{N_0}{n_0}}, \text{ мм.}$$

Діаметр більшого шківa:

$$D_2 = D_1 i_1 (1 - \varepsilon)$$

де: i_1 - передаточне число плоскопaсової передачі;

ε - коефіцієнт, який враховує відносне ковзання паса (для прогумованих і текстильних пасів $\varepsilon = 0,01$).

Отримані значення D_1 і D_2 округлити згідно з рекомендованим рядом діаметрів, мм: 40; 45; 50; 56; 63; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250.

Для вибору діаметра D_1 малого шківa клинопасової передачі попередньо визначається номінальний крутний момент ведучого вала, Нм:

$$M_H = 97400 \left(\frac{N_0}{n_0} \right)$$

Відповідно до моменту M_H вибирається діаметр D_1 малого шківa (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 - Діаметр шківa клинопасової передачі

M_H	15	15...60	50...160	120...600	450...2400	1600...6000
D_1	63	90	125	200	315	500

Аналогічно вибирається діаметр D_2 .

При виборі діаметрів з числа стандартних потрібно враховувати, що при менших діаметрах зменшуються габарити передачі, але збільшується число пасів.

На підставі прийнятих діаметрів D_1 і D_2 уточнюють передаточне число пасової передачі за формулою:

$$i_{\Pi} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

Передаточне число зубчастих передач i_z брати з такого ряду чисел: 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3. Для цього спочатку уточнюють необхідне передаточне число зубчастої передачі:

$$i_z = \frac{i_{\text{заг}}}{i_{\Pi}}$$

де i_{Π} – передаточне число пасової передачі, $i_{\Pi} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$.

Уточнюється загальне передаточне число приводу:

$$i_{\text{заг}}^{\text{пр}} = i_{\Pi} i_z$$

де i_{Π} – передаточне число пасової передачі, розраховане за формулою;

i_z - передаточне число зубчастої передачі, обране зі стандартного ряду чисел.

На підставі виконаних розрахунків і прийнятого електродвигуна визначаємо частоту обертання n , хв.⁻¹, потужність N , кВт, а також крутний момент $M_{кр}$, Нм на всіх валах приводу.

Для розрахунків використати нижченаведені формули.

На вхідному валу першої передачі:

$$\begin{aligned}N_1^{BX} &= N_0 \\n_1^{BX} &= n_0 \\M_{кр1}^{BX} &= \frac{N_1^{BX}}{\omega_1^{BX}} \\ \omega_1^{BX} &= \frac{\pi n_1^{BX}}{30}\end{aligned}$$

де N_0 – потужність, кВт;

n_0 – частота обертання на валу приводного електродвигуна, хв.⁻¹

ω_1^{BX} – кутова швидкість на вхідному валу передачі, с⁻¹

На вихідному валу першої передачі:

$$\begin{aligned}N_1^{ВИХ} &= N_1^{BX} \eta_1 \eta_{оп} \\n_1^{ВИХ} &= \frac{n_1^{BX}}{i_1} \\M_{кр1}^{ВИХ} &= M_{кр1}^{BX} i_1 \eta_1 \eta_{оп}\end{aligned}$$

Аналогічно ведеться розрахунок для другої передачі. При цьому враховується, що параметри на вихідному валу першої передачі є параметрами на вхідному валу другої передачі.

Так як привід складається з двох передач, то вихідний вал другої передачі є вихідним валом всього приводу з відповідними параметрами.

Визначити частоту обертання ω потужність N і крутний момент M на всіх валах приводу.

Література: [1] С. 19-44.

Контрольні питання

1. Як визначити загальне передаточне число приводу?
2. Основні характеристики механічних передач.
3. Як визначити передаточне відношення при розрахунку приводу, що складається з пасової та зубчастої передач?
4. Як визначити коефіцієнт корисної дії при розрахунку приводу, що складається з пасової та зубчастої передач?

ТЕМА 2: ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо тягового розрахунку автомобільного транспорту.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати тяговий розрахунок автомобільного транспорту;
- аналізувати результати тягового розрахунку автомобільного транспорту;
- оцінювати правильність тягового розрахунку автомобільного транспорту.

Короткі теоретичні відомості

Автомобілі поділяють на:

- класи (по літражу двигуна або за повною масою автомобіля);
- види (за експлуатаційним призначенням);
- моделі (за реєстраційним номером);
- модифікації моделей автомобілів (за знаком модифікації та за експортним виконанням).

У відповідності до вказаної класифікації всі автомобілі мають умовне позначення (наприклад, КамАЗ 541026).

Перша цифра означає клас автомобіля. Вантажні автомобілі поділяють на сім класів за повною масою автомобіля або автопоїзда: 1 - автомобіль повною масою до 1,2 т; 2 - від 1,2 до 2 т; 3 - від 2 до 8 т; 4 - від 8 до 14 т; 5 - від 14 до 20 т; 6 - від 20 до 40 т; 7 - понад 40 т.

Друга цифра означає вид експлуатаційного призначення їх, існує дев'ять видів: 1 - легкові автомобілі; 2 - автобуси; 3 - вантажні (бортові); 4 - тягачі; 5 - самоскиди; 6 - цистерни; 7 - фургони; 8 - електромобілі; 9 - спеціальні автомобілі (наприклад панелевози, майстерні та ін.).

Третя та четверта цифри в умовному позначенні - позначення моделі автомобіля, так званий реєстраційний номер.

П'ята цифра (від 1 до 9) вказує на модифікацію моделі автомобіля. Наприклад, збільшений літраж двигуна - 1; правостороннє розміщення керма - 2, і т.д. Цифру знака модифікації встановлює завод-виробник.

Шоста цифра вказує на експортне виконання автомобіля. При цьому використовується лише дві цифри: 6 або 7. Цифра 6 - просте експортне виконання, 7 - експортне виконання для тропічного клімату.

Автомобілі за призначенням поділяються на три групи:

- а) вантажні;
- б) спеціального призначення;
- в) пасажирські (легкові автомобілі та автобуси);

При виконанні будівельних та меліоративних робіт використовуються автомобілі спеціального призначення.

Автомобіль складається із чотирьох основних частин: двигуна, кабіни, шасі, кузова або спеціального або робочого обладнання (рис. 2.1).

Двигун призначений для перетворення теплової енергії згоряння палива в механічну роботу. Як правило, на автомобілях встановлюють бензинові або дизельні двигуни внутрішнього згоряння. Останнім часом поширене встановлення газобалонних та електричних двигунів.

Кузов призначений для перевезення вантажів та людей. Замість кузова на автомобільному шасі може встановлюватись спеціальне робоче обладнання (кранове, бурове, для приготування бетонних розчинів та ін.).

Кабіна є робочим місцем водія. В ній розміщені важелі та прилади керування автомобілем.

Шасі складається з трьох груп механізмів: трансмісії (силової передачі), ходової частини та механізмів керування.

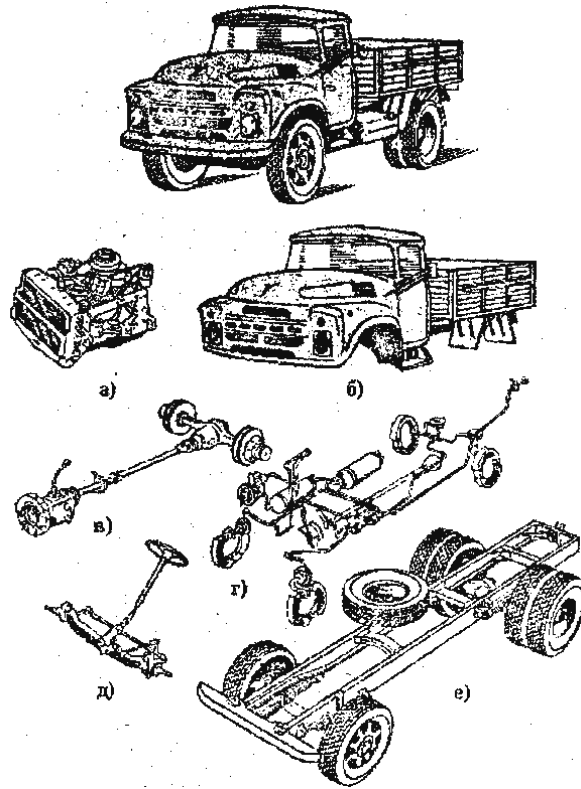


Рисунок 2.1 - Загальна будова автомобіля: *а* – двигун внутрішнього згоряння;
б – кузов; *в* – трансмісія; *г* – гальмівна система; *д* – рульове керування;
е – ходова частина

Трансмісія (рис. 2.2, 2.3) призначена для передачі крутного моменту від двигуна на ведучі колеса автомобіля. Вона складається з муфти зчеплення, коробки перемикавання передач (КПП), карданної передачі, головної передачі, диференціала, приводних валів коліс (півосей) та ведучих коліс.

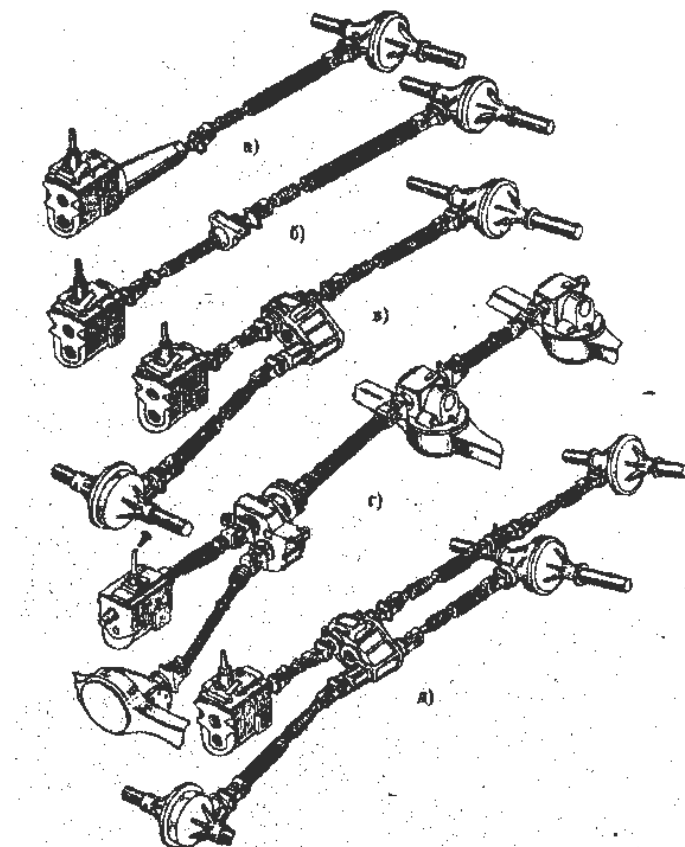


Рисунок 2.2 - Схеми трансмісій автомобілів: а, б – з одним заднім ведучим мостом; в – з переднім і заднім ведучими мостами; г, д – з трьома ведучими мостами

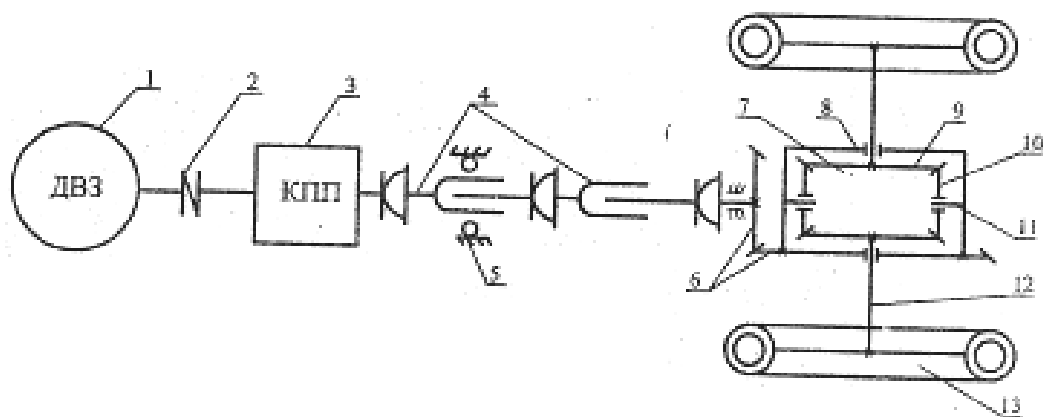


Рисунок 2.3 - Кінематична схема трансмісії вантажного автомобіля: 1 – двигун; 2 – муфта зчеплення; 3 – коробка переміни передач; 4 – телескопічні карданні вали; 5 – проміжна опора; 6 – зубчасті колеса головної передачі; 7 – диференціал; 8 – корпус диференціала; 9 – хрестовина; 10 – сателіти; 11 – зубчасті колеса півосей; 12 – півосі; 13 – ведучі колеса

Призначення елементів трансмісії:

- муфта зчеплення призначена для короточасного від'єднання колінчастого вала двигуна від КПП при перемиканні передач та при гальмуванні,

а також для їх плавного з'єднання;

- коробка перемикання передач дозволяє змінювати крутний момент та забезпечує рух автомобіля заднім ходом, а також призначена для довготривалого роз'єднання двигуна від трансмісії;

- карданна передача передає крутний момент між двома валами (КПП - головна передача), під кутом, що змінюється;

- головна передача збільшує крутний момент, який підводиться карданною передачею та передає його на диференціал, під кутом 90° ;

- диференціал розподіляє крутний момент між півсями коліс і дозволяє їм обертатися з різними швидкостями, якщо коліс за однаковий час проходять ділянки шляху різної довжини (на поворотах, при попаданні коліс однієї осі на ділянку дороги з різним коефіцієнтом зчеплення);

- півосі передають крутний момент від диференціала на ступиці коліс, або безпосередньо на колеса.

Ходова частина - візок, який складається з рами, осей, підвіски (ресори та амортизатори), коліс та ступиць.

Призначення елементів ходової частини:

- рама є основою для кріплення всіх агрегатів та вузлів автомобіля;

- осі призначені для кріплення коліс;

- ресори забезпечують пружний зв'язок між осями та рамою, пом'якшуючи поштовхи, що передаються віссю від дороги;

- амортизатори гасять коливання ресор;

- колесо кріпиться до ступиці та складається з жорсткого елемента (диска з ободом) та пневматичної шини. Шина призначена для забезпечення надійного зчеплення з дорожнім покриттям та пом'якшення поштовхів та ударів.

Механізми керування автомобілем: рульове керування, гальмівна система. Призначення механізмів керування:

- рульове керування призначене для зміни напрямку руху автомобіля за допомогою повороту його передніх (керованих) коліс. Воно складається із: рульового колеса, рульової колонки з валом, рульового механізму, сошки, повздовжньої та поперечної тяг, рулевих важелів поворотних цапф. На вантажних автомобілях великої вантажопідйомності встановлюються гідравлічні підсилювачі рульового керування;

- гальмівна система призначена для зниження швидкості руху автомобіля та утримання його на місці.

Першу функцію виконує колісний гальмівний механізм, керований педаллю, а другу - трансмісійний гальмівний механізм, керований важелем.

За принципом роботи приводи гальм бувають гідравлічні та пневматичні.

Керування гальмівними механізмами здійснюється за наступними схемами:

- ножний привод керує колісними гальмами всіх коліс, ручний - трансмісійними гальмами;

- ножний привод керує колісними гальмами всіх коліс, ручний - гальмами задніх коліс, які, таким чином, мають подвійне керування.

Завдання

Провести тяговий розрахунок автомобільного транспорту, розрахувати швидкість та час руху автомобіля на окремих ділянках траси і загалом за рейс. Знайти технічну та змінну продуктивність і змінний пробіг автомобіля.

Схема траси руху автосамоскида наведена на рисунку 2.4. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблицях 2.1 – 2.3.

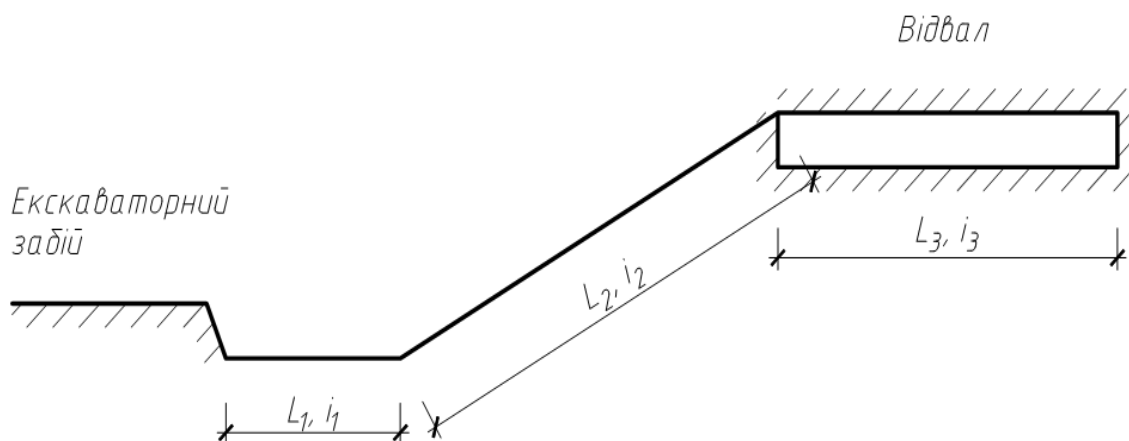


Рисунок 2.4 – Схема траси руху автосамоскида.

Таблиця 2.1 - Характеристика траси

Варіант	Довжина ділянки, м			Підйом (ухил) ділянки		
	l_1	l_2	l_3	i_1	i_2 (-)	i_3
1	2	3	4	5	6	7
1	400	1600	300	0,02	0,06	0,045
2	450	1700	400	0,08	0,07	0,035
3	500	1800	500	0,04	0,11	0,065
4	550	2000	300	0,025	0,08	0,055
5	800	2500	450	0,03	0,05	0,02
6	650	3000	500	0,035	0,045	0,07
7	700	1600	350	0,06	0,08	0,045
8	750	1700	400	0,04	0,075	0,03
9	800	1750	350	0,02	0,055	0,025
10	850	1900	300	0,07	0,07	0,04
11	900	2400	450	0,05	0,1	0,06
12	950	1600	300	0,03	0,055	0,065

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7
13	650	2000	550	0,025	0,06	0,06
14	400	1850	350	0,065	0,085	0,03
15	850	2300	450	0,075	0,04	0,025
16	400	2500	600	0,03	0,12	0,05
17	500	1600	400	0,045	0,065	0,075
18	750	2100	550	0,04	0,07	0,035
19	450	1900	300	0,035	0,095	0,05
20	900	1650	450	0,08	0,07	0,06
21	450	2000	300	0,065	0,09	0,035
22	500	1400	350	0,04	0,05	0,04
23	700	1500	500	0,04	0,075	0,08
24	650	1700	650	0,025	0,065	0,045
25	600	1800	450	0,045	0,08	0,03
26	550	2000	550	0,05	0,11	0,06
27	700	1750	500	0,025	0,085	0,05
28	550	2100	600	0,05	0,06	0,075
29	600	1800	400	0,06	0,1	0,04
30	700	2200	650	0,055	0,09	0,055

Таблиця 2.2 - Коефіцієнт завантаження автомобіля $k_{зав}$

Варіант	$k_{зав}$
1-5	1
6-10	0,9
11-15	0,8
15-20	0,7
21-25	0,6
26-30	0,5

Таблиця 2.3 - Характеристика рухомого складу

Варіант	Марка	Зчіпна вага, т	Повна вага, т	Вантажо-підйомність, т	Тривалість		Шлях гальмування, м
					завантаження, с	розвантаження, с	
1-10	МАЗ-5549	10	15,25	8	135	80	7
11-20	КрАЗ-256Б	19	23	12	140	100	8
21-30	БелАЗ-540	32,4	48	27	300	120	15

Методика розрахунку

Перевіряємо можливість руху автосамоскиду за умовою зчеплення з дорогою на кожній ділянці руху:

$$\varphi G_{\text{зч}} \geq G(f + i)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шин з покриттям дороги (табл. 2.4);

$G_{\text{зч}}$ – зчіпна вага автосамоскиду, дан (кгс) (табл. 2.3);

G – повна вага навантаженого автосамоскиду, дан (кгс), (табл. 2.3);

f – основний питомий опір руху на горизонтальному шляху (табл. 2.4);

i – заданий підйом ділянки (табл. 2.1).

Таблиця 2.4 - Основний питомий опір руху f та коефіцієнт зчеплення φ

Ділянка дороги	Питомий опір руху, f	Коефіцієнт зчеплення шин з покриттям дороги, φ
1. Забійна	0,04...0,05	0,2
2. Щебенева	0,02...0,03	0,3
3. Відвальна	0,06...0,07	0,2

Визначаємо швидкість руху навантаженого автосамоскиду на кожній ділянці траси за його динамічною характеристикою D , виходячи з того, що динамічний фактор при усталеному русі (тобто при постійній швидкості) чисельно дорівнює:

$$D = f + i$$

Динамические характеристики МА3-503А, КрАЗ-256Б7 БелАЗ-540 приведені на рис. 2.2...2.4.

Визначаємо швидкості руху порожнього автосамоскиду. При:

$$D_0 = f - i > 0$$

користуємося шкалою динамічного фактора порожнього самоскиду D_0 (рис. 2.2...2.4). Якщо $D_0 = f - i < 0$, швидкість автомобіля розраховується за формулою, км/год:

$$v = 3,6\sqrt{gS_r(\phi + f - i)}$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

S_r – гальмівний шлях автосамоскида, м (табл. 2.3);

ϕ – коефіцієнт зчеплення (табл. 2.3).

Час проходження кожної ділянки траси завантаженим та порожнім автомобілем, с:

$$t_i^{\text{зав}} = \frac{3,6l_i}{0,9v_i^{\text{зав}}}$$

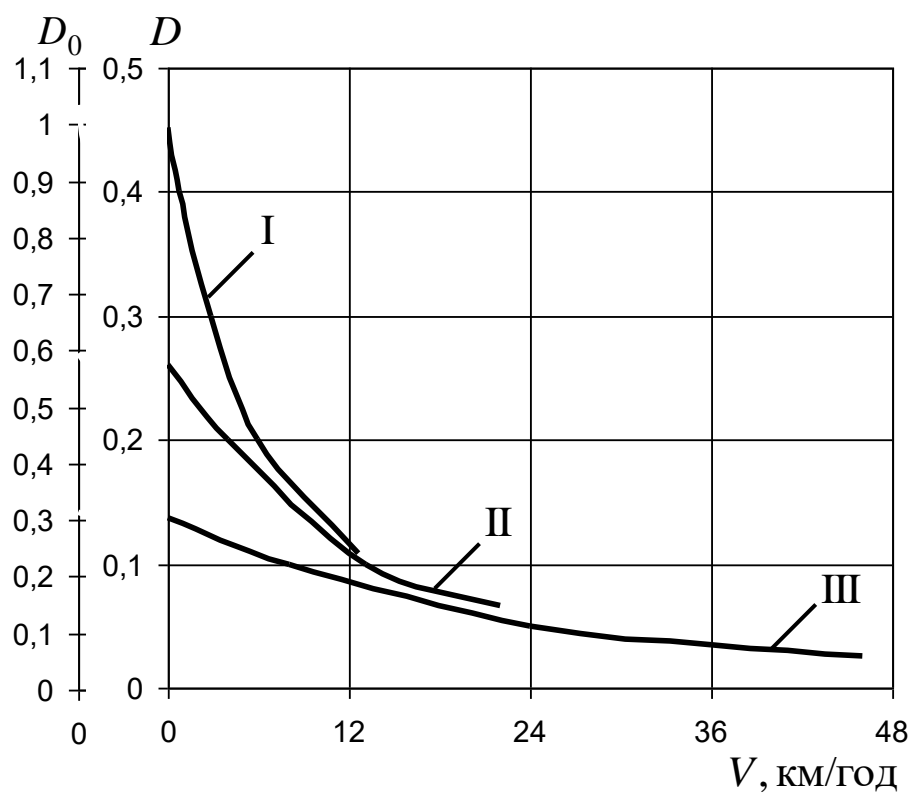


Рисунок 2.2. Динамічна характеристика автосамоскида БелАЗ-540:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

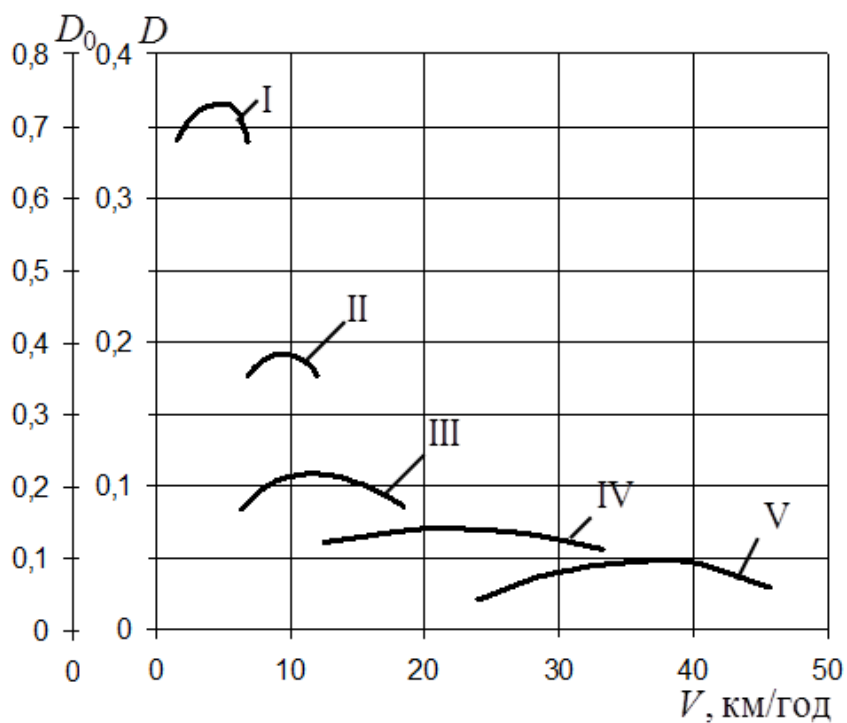


Рисунок 2.3 - Динамічна характеристика автосамоскида КрАЗ-256Б:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

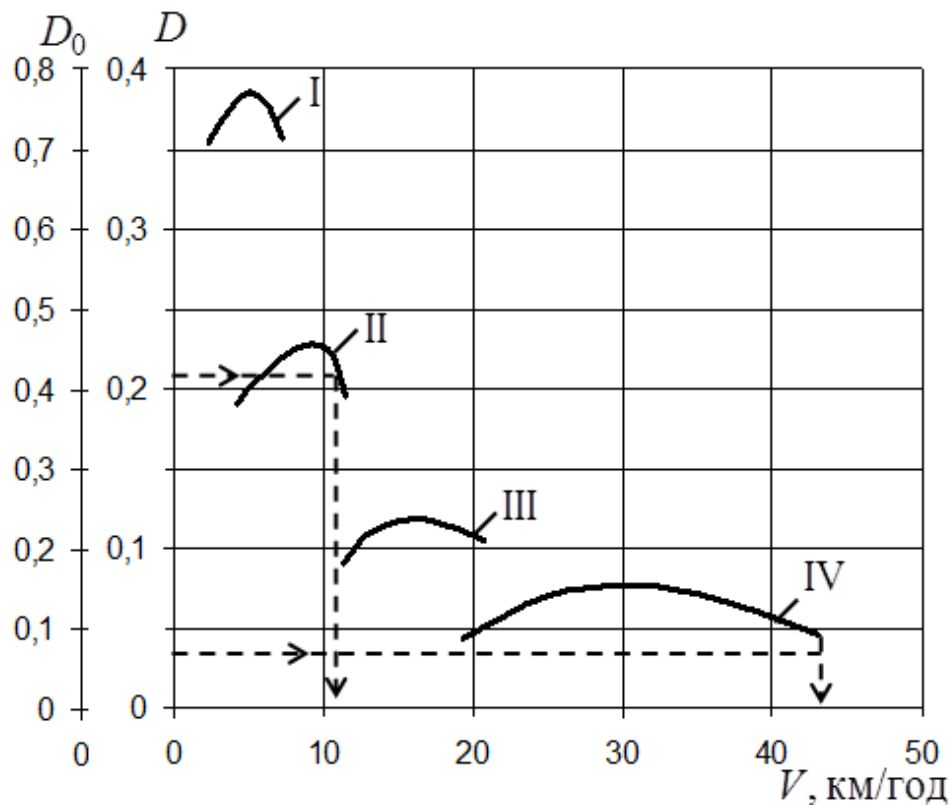


Рисунок 2.4 - Динамічна характеристика автосамоскида МАЗ-5549:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

$$t_i^{\text{пор}} = \frac{3,6l_i}{0,9v_i^{\text{пор}}}$$

де l_i – довжина ділянки траси, м (табл. 2.1);

$v_i^{\text{зав}}$ – швидкість завантаженого автомобіля на i -й ділянці, м/с;

$v_i^{\text{пор}}$ – швидкість порожнього автомобіля на i -й ділянці, м/с;

0,9 – коефіцієнт, який враховує витрати часу на прискорення та уповільнення руху.

Розрахункові дані оформити згідно табл. 2.5.

Тривалість одного рейсу T_p автомобіля, с:

$$T_p = \sum t_i^{\text{зав}} + \sum t_i^{\text{пор}} + t_1 + t_2$$

де t_1 , t_2 – відповідно тривалість завантаження і розвантаження автомобіля, с (табл. 2.3).

Технічна продуктивність $\Pi_{\text{техн}}$ автомобіля, т/год:

$$\Pi_T = \frac{3600Qk_{\text{зав}}}{T_p}$$

де Q – маса вантажу в автомобілі, т (табл. 2.3);

$k_{\text{зав}}$ – коефіцієнт завантаження (табл. 2.2);

T_p – тривалість одного рейсу автомобіля, год.

Таблиця 2.5 - Розрахункові величини часу проходження ділянок траси автомобілем

Позначення ділянки	Довжина ділянки, м	Підйом (ухил) ділянки	Швидкість руху (D)	Швидкість пробігу ділянки, км/год	Час пробігу ділянки, с
Завантажений автомобіль					
l_1					
l_2					
l_3					
					$\sum t_i^{\text{зав}} =$
Порожній автомобіль					
l_1					
l_2					
l_3					
					$\sum t_i^{\text{пор}} =$

Кількість ходок n_x автомобіля за зміну:

$$n_x = \frac{T k_b}{T_p}$$

де T – нормативний змінний час, $T = 8 \text{ год.} = 28800 \text{ с}$;

k_b – коефіцієнт використання змінного часу, $k_b = 0,8 \dots 0,9$.

Отриманий результат округлюємо до цілого значення.

Змінна продуктивність $P_{\text{змін}}$ автомобіля, т/зм:

$$P_{\text{змін}} = n_x Q$$

Пробіг $L_{\text{змін}}$ автомобіля за зміну, м:

$$L_{\text{змін}} = n_x \cdot 2(l_1 + l_2 + l_3)$$

Література: [1] С. 63-76; [2] С. 12-17.

Контрольні питання

1. Які типи автомобілів застосовують в будівництві?
2. В яких випадках відсутня пробуксовка автомобіля? Наведіть формулу перевірки автомобільного поїзда за умовою зчеплення з дорожнім покриттям.
3. Чи різні сили зчеплення коліс з дорогою на підйомі і на рівній дорозі різні?

ТЕМА 3: РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо тягового розрахунку стрічкових конвеєрів.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок стрічкових конвеєрів;
- аналізувати результати розрахунку стрічкових конвеєрів;
- оцінювати правильність розрахунку стрічкових конвеєрів.

Короткі теоретичні відомості

Стрічкові конвеєри призначені для транспортування сипких (піску, землі, цементу), кускових (щебеню, гравію) і штучних (цегли, блоків, плитки) матеріалів, а також розчинів, бетонної суміші (наприклад, при бетонуванні резервуарів). Їх основними конструктивними елементами є робочий орган у вигляді замкнутої конвеєрної стрічки, яка є вантажонесучим та тягловим елементом, привідний та натяжний барабани, натяжний та завантажувальний пристрої, і рами. За необхідності передбачаються направляючі рамки та відхиляючі барабани для стрічки, розвантажувальні пристрої та пристрої для очищення стрічки. Загальний вигляд стрічкового конвеєра наведено на рис. 3.1.

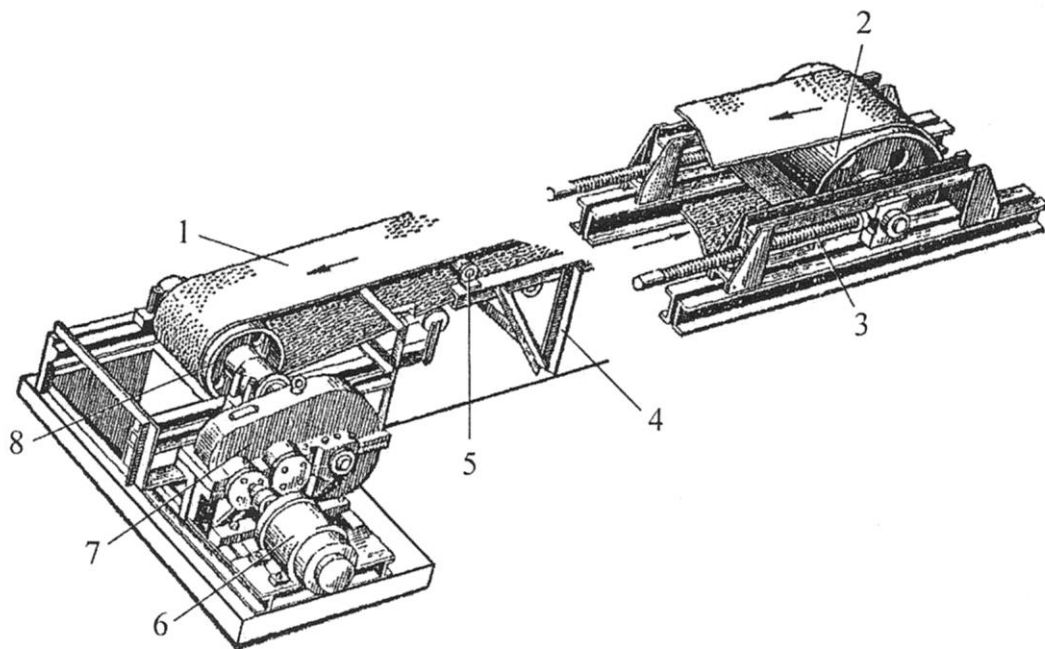


Рисунок 3.1 - Загальний вигляд стрічкового конвеєра:

1 – стрічка; 2, 8 – натяжний та привідний барабан, відповідно; 3 – натяжні гвинти; 4 – металоконструкція; 5 – роlikоопори; 6 – електродвигун; 7 – редуктор

За необхідності в конвеєрі передбачаються гальма або зупинник для попередження самовільного руху робочого органу в зворотному напрямку.

Завдання

Розрахувати потрібну довжину конвеєра та ширину стрічки. Визначити потужність приводу. Вибрати потрібний конвеєр.

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці 3.1.

Методика розрахунку

Будівельні стрічкові конвеєри виготовляють пересувними та стаціонарними; їх технічні характеристики наведені у табл. 3.1.

Визначаємо довжину транспортера L , м:

$$L = \sqrt{H^2 + L_r^2}$$

де H – висота підйому вантажу, м (табл. 3.1);

L_r – довжина переміщення по горизонталі, м (табл. 3.1).

Визначаємо кут нахилу конвеєра β , град:

$$\beta = \arctg \frac{H}{L_r}$$

За отриманими геометричними параметрами транспортування попередньо вибираємо тип конвеєра (табл. 3.2, допускається відхилення розрахункових значень від табличних до 10-15 %).

Перевіряємо ширину стрічки B вибраного конвеєра з урахуванням заданої продуктивності та куюватості.

Розрахункова ширина конвеєра за продуктивністю, м:
з плоскою стрічкою (рис. 3.2):

$$B = \sqrt{\frac{P_{\text{техн}}}{0,16v\gamma}}$$

з жолобчастою стрічкою (рис. 3.3) :

$$B = \sqrt{\frac{P_{\text{техн}}}{0,16v\gamma(C + 1)}}$$

де v – швидкість стрічки, м/с (табл. 3.2);

C – коефіцієнт, який враховує кут нахилу транспортера (табл. 3.3);

γ – насипна маса вантажу, кг/м³ (табл. 3.1);

$P_{\text{техн}}$ - продуктивність конвеєра, т/год (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 - Вихідні дані

Варіант	Тип конвеєра	Продуктивність $P_{\text{техн}}$, т/год	Висота підйому вантажу H , м	Довжина транспортування по горизонталі L_r , м	Тип матеріалу вантажу; насипна маса γ , кг/м ³	Максимальний розмір найбільшого чи типового куска a , мм
1	Стационарний (рис. 3.3)	100	12,7	76,1	Щебінь рядовий; 1750	50
2		100	11,6	66,6		55
3		120	10,5	62,1		60
4		160	6,5	36,5		65
5		180	9,4	57,9		70
6		200	4,3	28,5		75
7		100	5,2	19,1		80
8		120	12,5	75,1		55
9		140	11,5	66,9	Гравій сортований; 1900	60
10		160	10,4	56,1		65
11		180	11,4	56,5		70
12		200	6,5	37,5		75
13		100	6,2	38,6		80
14		120	5,5	33,1		55
15		140	12,9	76,2		60
16	Пересувний (рис. 3.2)	120	4,5	14,3	Щебінь сортований; 1800	65
17		140	3,1	9,5		70
18		60	1,5	4,8		75
19		80	2,5	4,4		80
20		100	4,4	14,4		55
21		120	3,1	9,6		60
22		140	1,4	4,9		65
23		60	2,4	4,5		70
24		80	4,5	14,3	Гравій рядовий; 1800	75
25		100	3,1	9,5		55
26		120	1,5	4,8		60
27		140	2,5	4,4		65
28		60	4,4	14,4		70
29		80	3,1	9,6		75
30		100	1,4	4,9		80

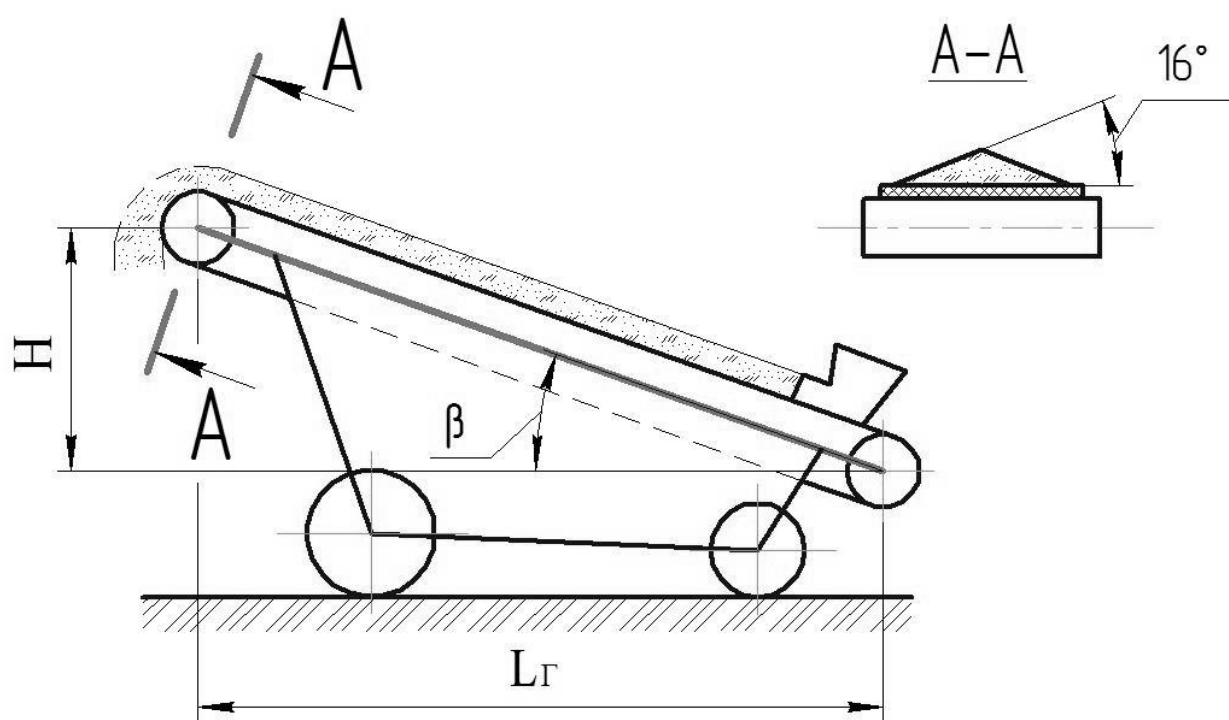


Рисунок 3.2 - Схема пересувного конвеєра

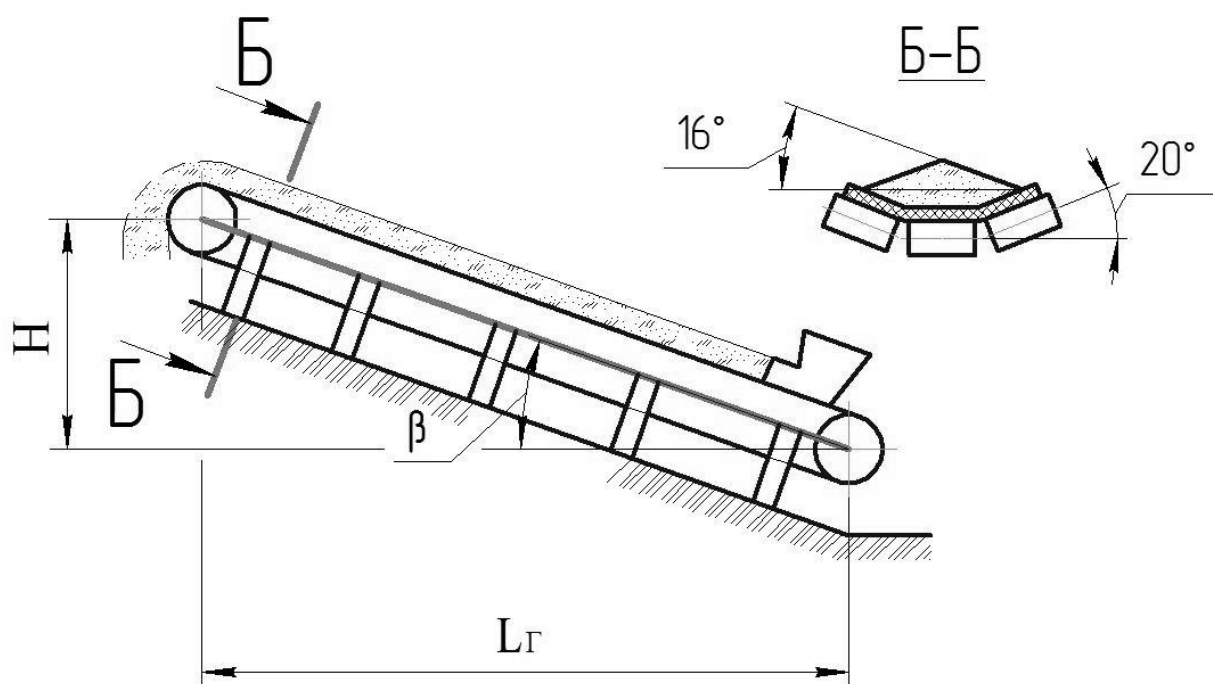


Рисунок 3.3 - Схема стаціонарного конвеєра

Таблиця 3.2 - Технічні характеристики будівельних стрічкових конвеєрів

Показники	Стационарні			Пересувні			
	ТК-1Б	ТК-2Б	ТК-11А	ТК-12А	ТК-13	ТК-13-1	ТК-14
Довжина, м	80	40	10	15	5	5	10
Ширина стрічки B , мм	600	600	600	600	500	500	500
Тип стрічки	гладка	гладка	гладка	гладка	гладка	з ребр.	гладка
Швидкість руху стрічки v , м/с	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Допустимий кут нахилу транспортера β , град.	10	10	20	20	20	30	20
Потужність електродвигуна, кВт	7,5	5,5	2,2	4,0	1,5	2,8	2,2
Габаритні розміри, м: довжина	80,5	40,5	10,6	15,4	5,7	5,7	10,6
ширина	1,2	1,2	1,5	2,0	0,9	0,9	1,5
Маса, т	2,8	1,6	0,9	1,2	0,49	0,49	0,62

Таблиця 3.3 - Значення коефіцієнта C

Кут нахилу конвеєра β , град	0–10	10–15	15–20	> 20
Коефіцієнт C	1	0,95	0,9	0,85

Розрахункова ширина стрічки за кусковатістю, м
для сортового матеріалу:

$$B \geq 3,3a + 0,2$$

для рядового матеріалу:

$$B \geq 2a + 0,2$$

де a – розмір найбільшого куса (рядового матеріалу) та середнього типового куса (сортового матеріалу), м (табл. 3.1).

Зробити висновок про ширину стрічки вибраного конвеєра.

Потужність на переміщення матеріалу, кВт:

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

Потужність на підйом матеріалу на висоту H , кВт:

$$N_1 = \frac{P_{\text{техн}} H}{367}$$

де $P_{\text{техн}}$ – продуктивність конвеєра, т/год (табл. 3.1),

H – висота підйому вантажу, м (табл. 3.1).

Потужність, яка необхідна для переміщення матеріалу по горизонталі, кВт:

$$N_2 = \frac{P_{\text{техн}} L_{\Gamma} \omega}{367}$$

де $\omega = 0,03 \dots 0,04$ – загальний коефіцієнт опору руху вантажу по роликоопорах.

Потужність, яка витрачається на холостий хід стрічки, кВт:

$$N_3 = 0,015 L_{\Gamma} v$$

Потужність двигуна конвеєра, кВт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{k k_0}{\eta} N$$

де k – коефіцієнт, який залежить від довжини конвеєра (табл. 3.4);

k_0 – коефіцієнт встановленої потужності ($k_0 = 1,2 \dots 1,3$);

η – ККД приводу ($\eta = 0,8 \dots 0,85$).

Зробити висновок щодо вибору конвеєра з урахуванням розрахункових ширини стрічки та потужності двигуна.

Таблиця 3.4 - Значення коефіцієнта k

Довжина конвеєра L , м	< 15	15–40	> 40
Коефіцієнт k	1,5	1,1	1

Література: [1] С. 108-120; [2] С. 88-93.

Контрольні питання

1. Яке призначення, основні конструктивні елементи та схема стрічкового конвеєра?
2. На чому базується принцип дії стрічкового конвеєра?
3. За яких умов можлива робота стрічкових конвеєрів?
4. Наведіть будову гумовотканинної стрічки.
5. Які основні елементи розрахунку стрічкового конвеєра?

ТЕМА 4: РОЗРАХУНОК ВАНТАЖНОЇ ЛЕБІДКИ

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку вантажопідйомних машин.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок вантажної лебідки;
- аналізувати результат виконаного розрахунку вантажної лебідки;
- оцінювати правильність розрахунку вантажної лебідки.

Короткі теоретичні відомості

Поліспаст - система рухомих і нерухомих блоків, з'єднаних гнучким зв'язком (канати, ланцюги), яка використовується для збільшення сили або швидкості підйому вантажів.

Поліспаст використовується у випадках, якщо необхідно докладаючи мінімальні зусилля підняти або перемістити важкий вантаж, забезпечити натяг і інше. Найпростіший поліспаст складається всього з одного блоку і каната, при цьому дозволяє в два рази знизити тягове зусилля, яке необхідне для підйому вантажу (рис. 4.1).

Поліспасти діляться на два види:

- силовий поліспаст;
- швидкісний поліспаст.

Зазвичай у вантажопідйомних механізмах застосовують силові поліспасти, що дозволяють зменшити натяг канату, момент від ваги вантажу на барабані і передаточне число механізму (талі, лебідки). Швидкісні поліспасти застосовуються значно рідше і використовуються в гідравлічних або пневматичних підйомниках, навантажувачах, механізмах висування телескопічних стріл кранів. Швидкісні поліспасти дозволяють отримати вигоду в швидкості переміщення вантажу при малих швидкостях приводного елемента.

Основною характеристикою поліспасти є кратність.

Кратність поліспасти - відношення числа гілок гнучкого органу, на якому підвішений вантаж, до числа гілок намотуваних на барабан (для силових поліспастів), або відношення швидкості ведучого кінця гнучкого органу до веденого (для швидкісних поліспастів).

На рис. 4.1 наведено розподіл ваги вантажу на гілках канату силового поліспасти.

Умовно кажучи, кратність це теоретично розрахований коефіцієнт вигоди в силі або швидкості при використанні поліспасти.

Зміна кратності поліспасти відбувається шляхом введення або видалення з системи додаткових блоків, при цьому кінець канату при парній кратності кріпиться на нерухомому елементі конструкції, а при непарній кратності - на гаковий обіймі.

Кратність поліспада визначається за формулою:

$$i_{\Pi} = \frac{Z}{Z_6}$$

де Z - число гілок, на яких висить вантаж;

Z_6 - число гілок, намотуваних на барабан.

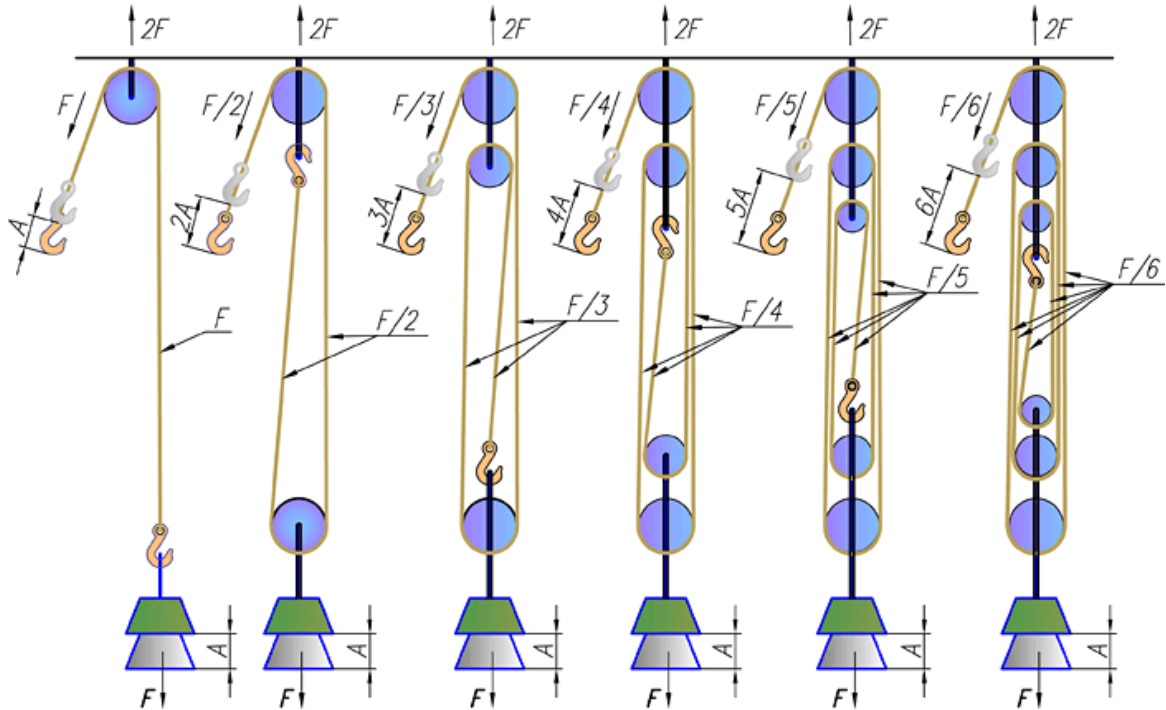


Рисунок 4.1 - Розподіл ваги вантажу на гілках канату

Завдання

Накреслити схему запасування канату згідно зі своїм варіантом; визначити загальний ККД підйомного механізму; підібрати сталевий канат; визначити довжину, діаметр і канатомісткість барабана лебідки; визначити необхідну потужність при сталому рухові і вибрати електродвигун; підібрати редуктор. Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці 4.1.

Методика розрахунку

Згідно з завданням слід накреслити схему поліспада і визначити його кратність m .

Визначаємо зусилля P_K в канаті, Н:

$$P_K = \frac{(Q + Q_{\Gamma})9,81}{m\eta_{\text{пол}}\eta_{\text{в.б.}}^n}$$

де Q – маса вантажу, кг (табл. 4.1);

Q_{Γ} – маса гакової обойми та строп, $Q_{\Gamma} = 150$ кг;

$\eta_{\text{пол}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспада.

Таблиця 4.1 Вихідні дані

Варіант	Схема (рис. 4.2)	Маса Q	Швидкість	Висота	Режим
1	a	1600	0,3	4	Легкий
2	b	1800	0,5	3	
3	b	1800	0,4	4	
4	a	700	0,6	5	
5	b	4400	0,3	4	
6	b	850	0,5	3	
7	a	600	0,6	6	
8	b	2100	0,4	5	
9	b	1850	0,5	4	
10	a	500	0,6	7	
11	b	4300	0,3	6	Важкий
12	b	1900	0,5	5	
13	a	1100	0,4	6	
14	b	900	0,6	5	
15	b	1400	0,3	3	
16	a	1850	0,5	5	
17	b	2900	0,4	4	
18	b	1600	0,6	3	
19	a	2100	0,4	7	
20	b	1800	0,5	6	
21	b	800	0,6	5	Середній
22	a	3000	0,4	6	
23	b	4500	0,3	5	
24	b	2750	0,5	4	
25	a	1950	0,4	6	
26	b	1850	0,5	5	
27	b	1500	0,6	4	
28	a	1800	0,5	8	
29	b	900	0,4	6	
30	b	1850	0,5	4	

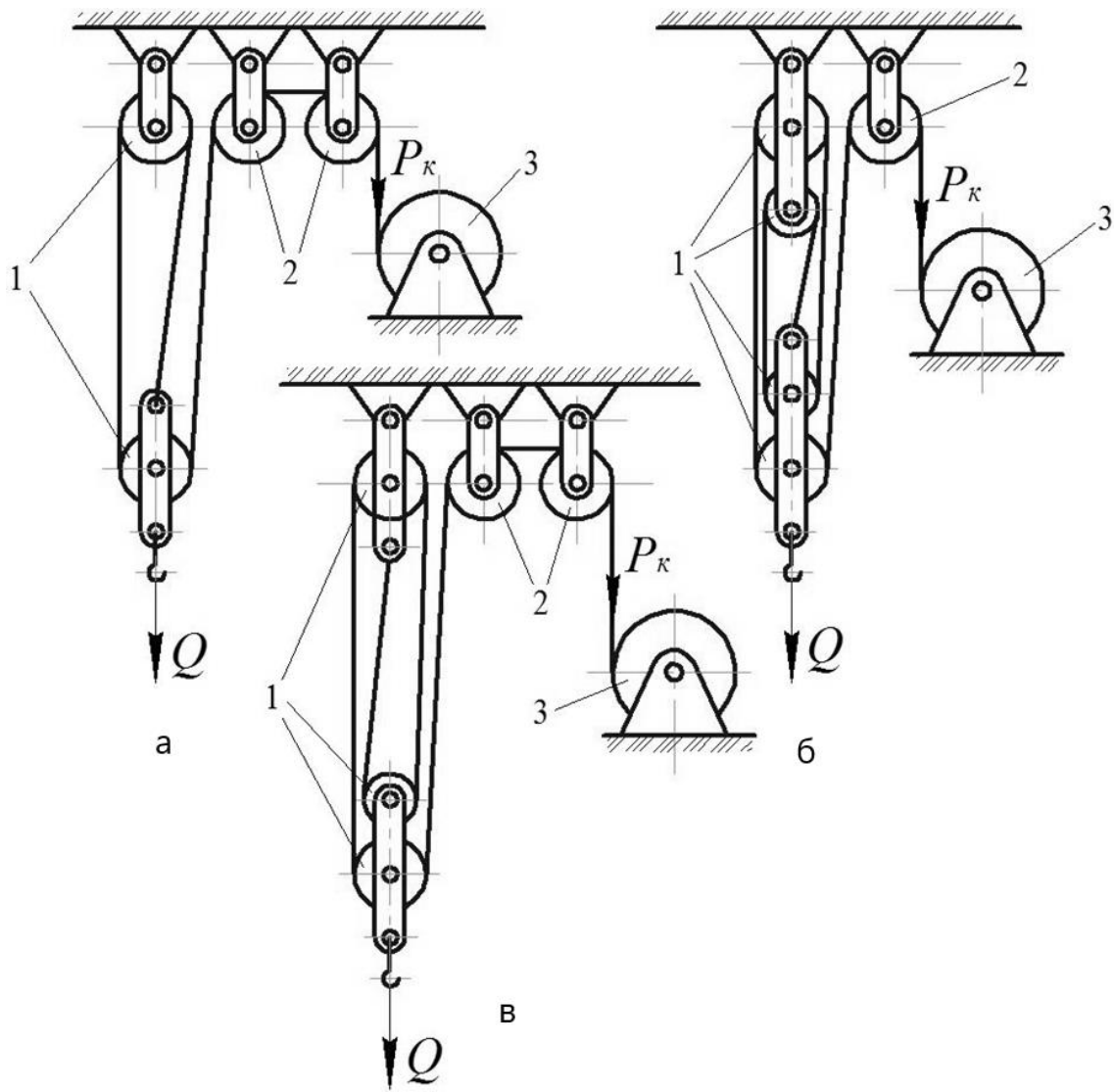


Рисунок 4.2 - Схема запасовки канату лебідки:
1 – поліспаст; 2 – відхиляючі блоки; 3 – лебідка

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{\eta_6 (1 - \eta_6^m)}{m (1 - \eta_6)}$$

де η_6 – коефіцієнт корисної дії блока поліспасту, $\eta_6 = 0,96$;

$\eta_{\text{в.б.}}^n$ – коефіцієнт корисної дії відхиляючого блока, $\eta_{\text{в.б.}}^n = \eta_6$

n – кількість відхиляючих блоків.

Обчислюємо необхідне розривне зусилля R в канаті, Н:

$$R = P_k k$$

де k – коефіцієнт запасу, величина якого залежить від режиму роботи лебідки;
для легкого режиму праці $k = 5$, для середнього $k = 5,5$, для важкого $k = 6$
(табл. 4.1).

Підбираємо діаметр канату за найближчим більшим значенням розривного зусилля (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 - Канати сталеві (ГОСТ 2688-80), ЛК–Р конструкції 6х19

Діа- метр канату, мм	Маса 100 м канату, кг	Маркувальна група канату, МПа (Н/мм ²)					
		1470	1570	1670	1770	1860	1960
		Розривне зусилля, Н					
3,6	4,9	-	-	-	7465	7880	8295
3,8	5,5	-	-	-	8400	8750	9350
4,1	6,4	-	-	-	9750	10150	10850
4,5	7,4	-	-	-	11250	11750	12500
4,8	8,4	-	-	-	12850	13400	13900
5,1	9,6	-	-	-	14600	15150	15800
5,6	11,7	-	15800	16800	17800	18550	19350
6,2	14,2	-	19250	20100	21100	22250	23450
6,9	17,7	-	24000	25500	26300	27450	28700
7,6	21,1	-	28700	30500	32300	32900	34200
8,3	25,6	-	34800	36950	38150	39850	41600
9,1	30,5	-	41550	44100	45450	47500	49600
9,6	35,9	-	48850	51850	53450	55950	58350
11	46,2	-	62850	66750	68800	72000	75150
12	52,7	-	71750	76200	78550	81900	85750
13	59,7	76180	81250	86300	89000	92800	97000
14	72,8	92850	98950	105000	108000	112500	118000
15	84,4	107000	114500	122000	125500	133100	137000

Визначаємо найменші допустимі діаметри блоків $D_{\text{бл}}$ і барабана лебідки $D_{\text{б}}$, мм; для умов легкого режиму праці $D_{\text{бл}} \geq 16d_{\text{к}}$; для середнього – $D_{\text{бл}} \geq 18d_{\text{к}}$; для важкого режиму – $D_{\text{бл}} \geq 20d_{\text{к}}$.

$$D_{\text{б}} = 1,35D_{\text{бл}}$$

Діаметри блоків і барабана лебідки призначаємо за умовами найближчого більшого розміру з ряду нормальних стандартних діаметрів, мм: 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1060; 1130; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600.

Обраховуємо довжину барабана, мм:

$$L_{\text{б}} = z_0 t \leq 3D_{\text{б}}$$

де z_0 – кількість витків каната на барабані при укладанні його в один шар:

$$z_0 = \frac{H \cdot m}{\pi(D_{\text{б}} + d_{\text{к}})} + z_{\text{зап}} + z_{\text{кр}}$$

де H – висота підйому вантажу, м (табл. 4.1);

D_6, d_k – діаметри відповідно барабана лебідки та канату, м;

$z_{\text{зап}}, z_{\text{кр}}$ – число, запасних та закріплюючих витків, $z_{\text{зап}} = 2, z_{\text{кр}} = 2$;

t – крок навивки (нарізки канавок) на барабані, $t = d_k + 2$ мм.

Визначаємо потрібну потужність P двигуна лебідки, Вт:

$$P = \frac{(Q + Q_r)9,81v_v}{\eta_{\text{пр}}}$$

де v_v – швидкість підйому вантажу, м/с (табл. 4.1),

$\eta_{\text{пр}}$ – коефіцієнт корисної дії приводу:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{пол}}\eta_{\text{в.б}}^n\eta_{\text{л}}$$

де $\eta_{\text{л}}$ – ККД приводу лебідки; $\eta_{\text{л}} = 0,85$.

Вибираємо тип двигуна за даними табл. 4.4 . Допускається перевантаження двигуна на 10...12 %.

Таблиця 4.3 - Електродвигуни серії АОП2 з підвищеним пусковим моментом (виконання закрите)

Типорозмір	P , кВт	n_0 , хв ⁻¹	Типорозмір	P , кВт	n_0 , хв ⁻¹
41–4	4	1440	71–6	17	970
42–4	5,5	1440	72–6	22	970
51–4	7,5	1440	81–6	30	970
52–4	10	1440	82–6	40	970
61–4	13	1440	91–6	55	980
62–4	17	1440	92–6	75	980
71–4	22	1450	41–8	2,2	710
72–4	30	1450	42–8	3,0	710
81–4	40	1470	51–8	4,0	710
82–4	55	1470	52–8	5,5	710
91–4	75	1480	61–8	7,5	720
92–4	100	1480	62–8	10	720
41–6	3	955	71–8	13	730
42–6	4	955	72–8	17	730
51–6	5,5	955	81–8	22	735
52–6	7,5	955	82–8	30	735
61–6	10	970	91–8	40	740
62–6	13	970	92–8	55	740

Таблиця 4.4 - Характеристика редукторів серії Ц2 (потужність на вхідному валу редуктора, кВт)

Редуктор	Частота обертання вхідного вала, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передаточне відношення								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-250	600	С	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
	750	С	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
	1000	С	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
	1500	С	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
Ц2-300	600	С	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	5,6
	750	С	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
	1000	С	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7
	1500	С	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
Ц2-350	600	С	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
	750	С	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
	1000	С	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
	1500	С	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4

Уточнюємо величину довжини L_K каната, м:

$$L_K = mH + 4\pi(D_6 + d_K)$$

Література: [1] С. 78-83.

Контрольні питання

1. Навіщо потрібні відхиляють блоки?
2. Чому фрикційну лебідку неможна використовувати при монтажних роботах?
3. Чому гальмо електрореверсивної лебідки прийнято нормально замкнутим?
4. Загальне та відмінність у гальма і заскочного зупину фрикційної лебідки. Чим викликана необхідність одночасної установки цих пристроїв?

ТЕМА 5: РОЗРАХУНОК КРАНІВ

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку основних параметрів пролітних і баштових кранів.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок основних параметрів пролітних і баштових кранів;
- аналізувати результати виконаних розрахунків основних параметрів пролітних і баштових кранів;
- оцінювати правильність розрахунків основних параметрів пролітних і баштових кранів.

Короткі теоретичні відомості

Конструктивно розрізняють крани:

- **консольні** (стаціонарні щоглові, щоглово-стрілові, баштові; пересувні стрілові, самохідні, баштові, крани-трубоукладачі);
- **прольотні** (мостові, козлові, кабельні).

Консольні стаціонарні крани горизонтально переміщують вантажі в межах кільцевої поверхні обмеженої максимальним і мінімальним вильотом гака. У вертикальній площині зона переміщення гака обмежена шириною кільця, висотою підйому при мінімальному до горизонту куті нахилу стріли α і дугою при повороті стріли від мінімального і максимального значення α .

Консольні пересувні баштові крани переміщують вантаж на висоту підйому гака по площадці, обмеженій двома напівколами, що примикають до прямокутника, довжина якого дорівнює переміщенню крана рейковою колією, а ширина - подвійному вильоту гака.

Прольотні мостові крани переміщуються по підкрановій колії, укладеній на консольних виступах колон цеху. Зона дії цих кранів обмежена в плані прямокутником зі сторонами, що дорівнюють довжині шляху крана вздовж цеху і переміщенню гака крана в поперечному напрямку. По вертикалі вантаж переміщується на висоту підйому гака.

У кабельних (канатних) кранів вантажний візок переміщується по канату, натягнутому між опорами. В крані переміщення вантажу може бути в межах лінії (опори нерухомі), сектора (одна колона переміщується по підкрановій колії по дузі кола), прямокутника (опори можуть бути нахилені або переміщаються по паралельній колії).

Крани-трубоукладачі обслуговують робочу зону вздовж траси трубопроводів будь-якого призначення, що будується. Їх основна функція - піднімання, переміщення і укладання труб або нитки труб у траншею.

Пневмоколісні, гусеничні і автомобільні крани відносяться до стрілових самохідних кранів.

Завдання

Завдання 1

Визначити коефіцієнт використання крана за вантажністю; розрахувати тривалість робочого циклу крана; визначити експлуатаційну продуктивність козлового (мостового) крана.

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці 5.1.

Методика розрахунку

Експлуатаційна продуктивність козлового (мостового) крана, т:

$$P_{\text{експл}} = Qn k_v$$

де Q – вантажність крана, т;

n – кількість робочих циклів крана;

k_v – коефіцієнт використання крана за вантажністю,

$k_v = Q_c / Q$, де Q_c – середньозважена вантажність, т (табл. 5.1).

Кількість робочих циклів

$$n = 3600 / t_{\text{ц}}$$

Тривалість одного циклу козлового (мостового) крана, с:

$$t_{\text{ц}} = k_1 k_2 \left(\frac{2H}{v_1} + \frac{2L_1}{v_2} + \frac{2L_2}{v_3} \right) + \sum t_{\text{р.о.}}$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує втрату часу на пуск, зупинку і реверсування ($k_1 = 1, 1 \dots 1, 2$);

k_2 – коефіцієнт, який враховує скорочення тривалості циклу через суміщення операцій за часом ($k_2 = 0,80 \dots 0,85$);

H – висота піднімання вантажу, м (див. табл. 5.1);

L_1 – довжина шляху вантажного візка, м (див. табл. 5.1);

L_2 – довжина шляху крана, м (див. табл. 5.1);

v_1 – швидкість піднімання вантажу, м/с;

v_2 – швидкість пересування вантажного візка крана, м/с;

v_3 – швидкість пересування крана, м/с;

$\sum t_{\text{р.о.}}$ – час ручних операцій: причіплювання – 1 хв.; встановлення – 3 хв.; розстропування – 0,5 хв. при $Q_c < 10$ т і, відповідно, 1,5 хв.; 4,5 хв.; 6 хв. при $Q_c \geq 10$ т.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані

Варіант	Вантажність Q , т	Середньозважена вантажність крана Q_c , т	Швидкість піднімання вантажу $v_1 \cdot 10^2$, м/с	Швидкість пересування вантажного візка $v_2 \cdot 10^2$, м/с	Швидкість пересування крана $v_3 \cdot 10^2$, м/с	Висота піднімання вантажу H , м	Довжина шляху вантажного візка L_1 , м	Довжина шляху крана L_2 , м
				Козловий кран				
1	20,0	15,6	8,5	40,0	40,0	8,5	30	40
2	20,0	17,7	15,0	66,7	83,0	11	42	65
3	20,0	14,8	15,5	52,0	68,0	7	28	30
4	25,0	17,0	12,5	41,6	33,4	20	30	50
5	18,0	16,8	12,5	13,1	33,4	24	32	55
6	25,0	18,6	8,3	36,7	33,4	28	40	45
7	30,0	27,6	12,5	41,6	33,4	15	25	52
8	30,0	27,0	12,5	41,6	33,4	12	10	64
9	40,0	28,8	12,5	41,6	33,4	20	25	58
10	45,0	28,6	8,3	41,6	33,4	22	23	48
11	10,0	5,9	25,0	66,7	60,0	10	35	37
12	12,5	6,3	13,4	64,3	83,0	10	38	42
13	12,5	5,5	13,4	53,3	83,0	9	24	57
14	12,5	6,3	13,4	53,3	83,0	8	18	65
15	18,0	14,8	12,5	64,3	33,4	10	38	72
16	30,0	27,0	12,5	41,6	33,4	10	25	53
17	40,0	28,6	6,3	41,6	33,4	10	20	45
				Мостовий кран				
18	5,0	4,0	10,8	38	76	15	8	30
19	5,0	4,0	11,0	34	70	14	10	45
20	5,0	4,6	11,2	36	72	13	9	52
21	5,0	4,8	11,6	40	74	10	10	36
22	15,0	12,6	9,2	32	60	10	15	40
23	15,0	13,8	9,4	34	62	11	20	52
24	15,0	14,0	9,8	36	64	8	15	45
25	15,0	14,2	10,0	38	68	10	10	50
26	12,5	11,2	9,2	36	75	10	12	46
27	12,5	10,8	9,4	34	78	12	10	34
28	12,5	11,8	9,6	32	80	10	10	30
29	20,0	16,2	7,2	30	76	12	12	40
30	20,0	17,8	7,4	30	74	10	15	50
31	20,0	18,3	7,6	32	72	11	18	35
32	15,0	14,2	9,4	34	62	12	11	45

Завдання 2

Визначити потрібну висоту підйому гака. Вибрати кран та обчислити змінну продуктивність крана при суміщенні і несуміщенні робочих операцій протягом циклу. Визначити ефективність операцій при роботі баштового крану.

Вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 5.2 та на рисунку 5.1.

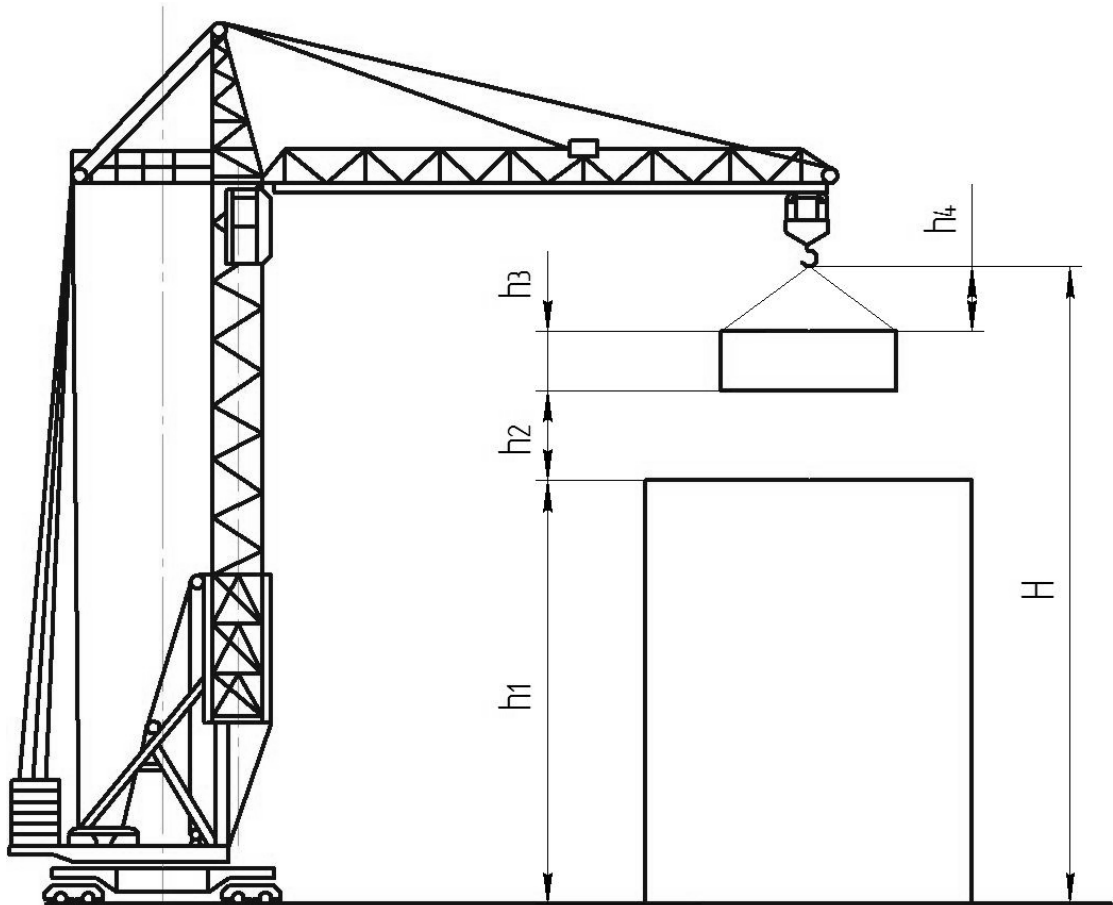


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема баштового крана

Методика розрахунку

Висота підйому гака, м:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$$

де h_1 – задана висота рівня монтажу, м (табл. 5.2);

h_2 – висота підйому вантажу над рівнем монтажу; з умов безпеки

$$h_2 = 2,5 \dots 3 \text{ м};$$

h_3 – висота виробу, що піднімається, м (табл. 5.2);

h_4 – довжина строп, м (табл. 5.2).

По обчисленій висоті підйому гака H і масі вантажу (табл. 5.2) підібрати кран, табл. 5.3.

Таблиця 5.2 - Вихідні дані

Варіант	Маса вантажу Q , т	h_1 , м	h_3 , м	h_4 , м	Тривалість ручних операцій, хв			Кут повороту α , град	Довжина переміщення на крану L , м
					t_1	t_6	t_7		
1	3,15	17	2,5	4,0	1,0	7,0	0,5	45	15
2	2,7	22	0,8	2,0	1,5	8,0	0,6	50	30
3	3,6	14	2,69	3,0	1,5	7,5	0,5	30	10
4	4,67	27	0,22	2,5	1,0	8,5	0,6	60	20
5	3,0	18	2,43	2,0	1,0	7,0	0,6	45	30
6	2,2	29	2,58	4,0	1,5	8,0	0,5	50	45
7	6,0	23	0,22	2,0	1,0	7,5	0,6	60	35
8	4,12	15	2,71	2,5	1,5	8,5	0,5	30	10
9	2,95	30	2,57	3,5	1,5	7,5	0,6	70	25
10	2,45	21	2,6	3,0	1,0	8,0	0,5	50	35
11	4,75	27	3,2	4,0	1,5	7,0	0,6	60	20
12	2,5	15	2,75	3,0	1,5	8,5	0,6	45	35
13	5,85	21	2,62	2,0	1,0	7,5	0,5	60	10
14	6,0	17	2,44	3,0	1,5	8,0	0,6	30	40
15	2,67	19	0,22	2,5	1,0	7,0	0,5	50	15
16	5,48	24	2,7	3,5	1,5	7,5	0,6	70	30
17	3,4	13	2,43	3,0	1,0	8,5	0,6	60	25
18	4,2	23	0,8	2,0	1,0	8,0	0,5	30	10
19	3,0	15	3,5	2,5	1,5	7,5	0,6	50	35
20	4,5	28	0,22	4,0	1,5	8,5	0,5	45	20
21	4,45	13	2,65	3,5	1,0	8,0	0,6	70	40
22	3,03	16	3,15	3,0	1,5	7,0	0,5	60	15
23	2,5	25	2,68	4,0	1,5	8,5	0,6	50	30
24	3,66	19	2,8	3,5	1,0	7,5	0,5	70	25
25	3,75	25	2,43	3,0	1,0	8,0	0,5	30	10
26	4,0	29	2,77	2,5	1,5	7,0	0,6	70	35
27	4,2	20	2,68	3,5	1,5	8,0	0,5	60	30
28	5,43	17	0,8	4,0	1,0	7,5	0,6	45	25
29	3,45	26	2,56	2,0	1,0	7,0	0,5	70	15
30	6,66	21	0,8	3,5	1,0	7,5	0,6	45	25

Таблиця 5.3 - Технічні характеристики баштових пересувних кранів

Параметри	КБ-100.3Б	КБ-308А-2	КБ-403А	КБ-403Б.3	КБМ-501
Вантажопідйомність, т	4...8	5...8	4...8	4...8	6...12,5
Виліт, м	23...25	22,3...25	17...30	26,3...30	40
Виліт при максимальній вантажопідйомності, м	15,6	4,8...15,6	19,6	16	20
Максимальний вантажний момент, кН·м	1226	1226	1540	1269	2452
Висота підйому гака, м	32...42	20,8...30,8	41...57,5	24,2...37,9	78
Швидкість, м/хв					
підйому та опускання	19; 38	16; 32	40	27	56; 140
переміщення крана	28	18,5	18	18	20
переміщення вантажного візка	9,3	27,2	7; 30	7; 30	35...60
Частота обертання $n_{об}, хв^{-1}$	0,90	0,77	0,60	0,65	0,60
Маса крану, т					
загальна	76	88,6	80	80,5	208
конструктивна	37	35,4	50	50,5	103

Обчислити час робочого циклу крана. При роботі без суміщення операцій робочий цикл крана дорівнює сумі часу всіх операцій, хв:

$$t_{ц} = \sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10} + t_{11}$$

Для збільшення продуктивності крану деякі операції суміщають (наприклад, підйом і переміщення вантажу, переміщення крана і опускання гака). В цьому випадку, обчислюючи тривалість робочого циклу, беруть час більш тривалої операції із тих, які суміщаються: хв:

$$t_{ц}^{сум} = t_1 + t_{2;3} + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10;11}$$

де t_1 – стропування вантажу, хв;

t_2 – підйому вантажу до потрібного рівня, хв;

t_3 – повороту стріли крана, хв;

t_4 – переміщення крана по рейках, хв;

t_5 – опускання вантажу до рівня монтажу, хв;

t_6 – утримання монтованого елемента під час встановлення і закріплення, хв;

t_7 – розстропування встановлених елементів, хв;

t_8 – підйом гака з вантажопідйомним пристроєм над рівнем монтажу, хв;

t_9 – повернення стріли у вихідне положення, хв;

t_{10} – зворотне переміщення крана, хв;

t_{11} – опускання гака з вантажопідйомним пристроєм, хв.

Тривалість ручних операцій t_1 , t_6 , t_7 необхідно приймати відповідно даним таблиці 5.2, а тривалість останніх операцій обчислимо наближено, при

сталих швидкостях робочих рухів крана, не враховуючи періодів розгону і гальмування.

Тривалість підйому вантажу, хв:

$$t_2 = \frac{h_1 + h_2}{v_{\text{під}}}$$

де $v_{\text{під}}$ – швидкість підйому вантажу, м/хв. (табл. 5.3).

Час повороту стріли крану, хв:

$$t_3 = \frac{\alpha}{360^\circ n_{\text{об}}}$$

де α – робочий кут повороту, град, (табл. 5.2);

$n_{\text{об}}$ – частота обертання, хв⁻¹, (табл. 5.3).

Тривалість переміщення крану по рейкам, хв:

$$t_4 = \frac{L_{\text{пер}}}{v_{\text{пер}}}$$

де $L_{\text{пер}}$ – довжина переміщення крану, м (табл. 5.2)

$v_{\text{пер}}$ – швидкість переміщення крану, м/хв (табл. 5.3).

Тривалість опускання вантажу, хв:

$$t_5 = \frac{h_2}{v_{\text{оп}}}$$

де $v_{\text{оп}}$ – швидкість опускання, м/хв (табл. 5.3).

Тривалість підйому гака зі стропами над рівнем монтажу, хв:

$$t_8 = \frac{h_2}{v_{\text{під}}}$$

Тривалість інших операцій, хв:

$$t_9 = t_8; \quad t_{10} = t_4; \quad t_{11} = \frac{h_1 + h_2}{v_{\text{оп}}}$$

Визначити змінну продуктивність крана, т/зм:

- при суміщеному циклі

$$\Pi_{\text{зм}}^{\text{сум}} = TQk_{\text{ван}}k_{\text{в}}n_{\text{сум}}$$

- при несуміщеному циклі

$$\Pi_{\text{зм}} = TQk_{\text{ван}}k_{\text{в}}n$$

де Q – маса вантажу, т;

T – тривалість зміни, $T = 8$ год.;

$k_{\text{ван}}$ – коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності, $k_{\text{ван}} = 0,8$;

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання крану в часі на протязі зміни,

$k_{\text{в}} = 0,82 \dots 0,88$;

$n_{\text{сум}}$, n – число робочих циклів крану за 1 годину:

$$n_{\text{сум}} = \frac{3600}{t_{\text{ц}}^{\text{сум}}}; \quad n = \frac{3600}{t_{\text{ц}}}$$

Ефективність суміщення операцій при роботі крана характеризується підвищенням його продуктивності, %:

$$E = \frac{P_{\text{зм}}^{\text{сум}} - P_{\text{зм}}}{P_{\text{зм}}} \cdot 100\%$$

Література: [1] С. 77, С. 95-108; [2] С.43-47.

Контрольні питання

1. Чому, незважаючи на те, що з кожним роком баштові крани робляться все вище і вище, на них встановлюються обмежувачі висоти підйому вантажу?
2. У чому полягає відмінність баласту від противаги?

ТЕМА 6: РОЗРАХУНОК ОДНОКОВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку одноковшевих екскаваторів.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок основних характеристик одноковшевих екскаваторів;
- аналізувати результати виконаних розрахунків основних характеристик одноковшевих екскаваторів;
- оцінювати правильність розрахунків основних характеристик одноковшевих екскаваторів.

Короткі теоретичні відомості

Одноковшевий екскаватор являє собою самохідну землерийну машину циклічної дії, що за допомогою ковша відокремлює частину ґрунту від масиву, переміщає його й укладає у відвал чи транспортний засіб. Універсальний одноковшевий екскаватор, крім того, може робити планувальні, навантажувальні, монтажні, палебійні і інші роботи за допомогою змінного робочого устаткування.

Універсальні екскаватори бувають із гнучкою і жорсткою навіскою робочого устаткування. До першого відносять екскаватори з гнучкими зв'язками (переважно з канатами), призначеними для утримання і приведення в дію робочого устаткування, а якщо для цієї мети використовують тверді зв'язки (переважно гідравлічні циліндри), то такий екскаватор є машиною з жорсткою підвіскою робочого устаткування.

Принципова конструктивна схема одноковшевого екскаватора наведена на рисунку 6.1.

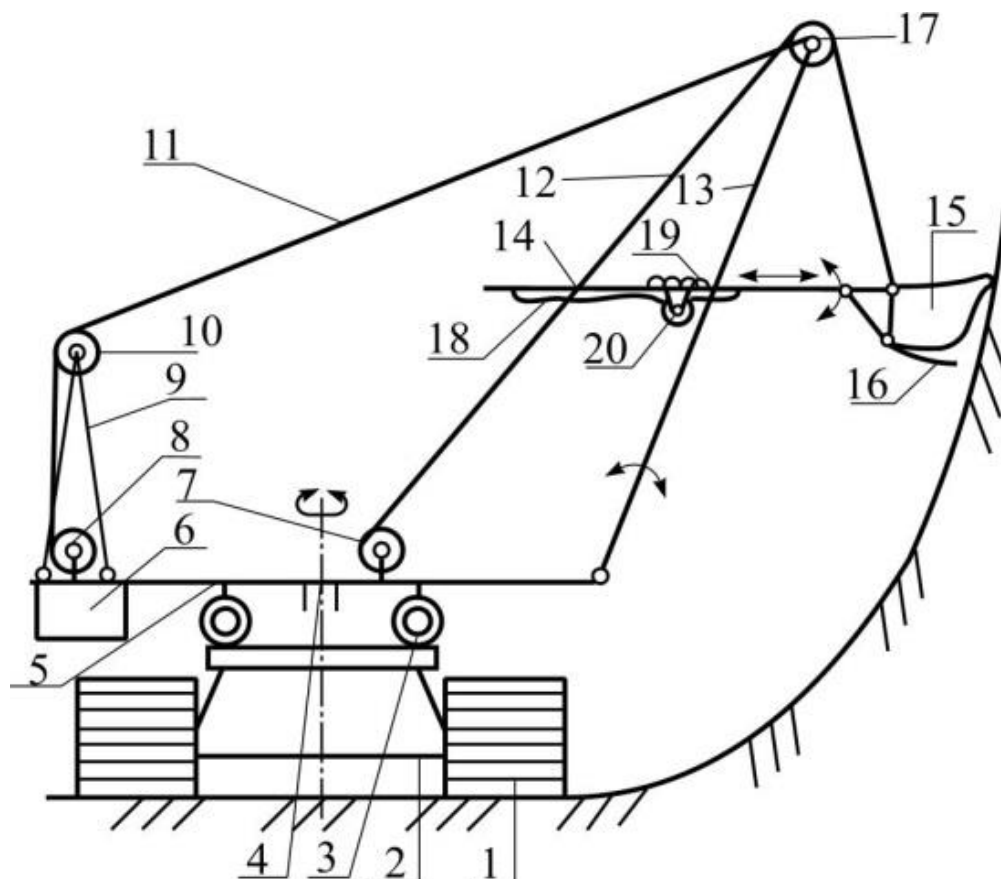


Рисунок 6.1 - Принципова схема екскаватора з гнучкою підвіскою робочого обладнання: 1 – гусениця; 2 – рама; 3 – кульовий опорно-поворотний пристрій; 4 – центральна цапфа; 5 – поворотна платформа; 6 – противага; 7 – барабан підйомної лебідки; 9 – двонога стійка; 10 – направляючий блок; 11 – стріло підйомний канат; 12 – підйомний канат; 13 – стріла; 14 – держак; 15 – ківш; 16 – днище ковша; 17 – направляючий блок; 18 – кремальєрна рейка; 19 – підшипник; 20 – кремальєрна шестерня

Одноківшевий екскаватор складається з трьох частин:

- **неповоротної частини** (ходовий пристрій, рама, опорно-поворотний пристрій);
- **поворотної платформи**, на якій встановлені силова установка (двигун), трансмісії, робочого місця екскаваторника і системи керування екскаватором;
- **робочого устаткування** екскаватора.

Робочий цикл одноківшевого екскаватора включає наступні послідовно виконувані операції: копання (різання з набором ґрунту в ківш), поворот ковша з вибою на вивантаження, вивантаження ґрунту з ковша, поворот ковша у вибій з одночасною установкою ковша у вихідне положення.

Завдання

Визначити місткість ковша екскаватора і тривалість його робочого циклу з подальшим порівнянням отриманих даних із характеристиками існуючих типових машин; визначити зусилля копання, технічну та змінну експлуатаційну продуктивність. Вихідні дані для розв'язання завдання наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Вихідні дані

Варі- ант	Грунт	Схема роботи за рис. 6.1	t_u , с	$P_{\text{експл}}$, м ³ /год	$k_{\text{розп}}$	$k_{\text{нап}}$	$k_{\text{ч}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Вологий пісок $m_{\text{ср}}=0,05$ МПа	а, в	15	40	1,39	0,9	0,7
2			16	50	1,39	0,9	0,7
3			17	70	1,39	0,9	0,7
4			18	80	1,32	0,9	0,8
5	Щільна глина $m_{\text{ср}}=0,3$ МПа	б, г	19	95	1,20	0,8	0,8
6			20	100	1,20	0,8	0,8
7			21	110	1,23	0,8	0,6
8			22	120	1,23	0,8	0,6
9			23	130	1,23	0,9	0,6
10			24	140	1,24	0,9	0,9
11			25	160	1,24	0,9	0,9
12			26	180	1,24	0,9	0,9
13	Супіски $m_{\text{ср}}=0,1$ МПа	а, г	27	200	1,20	1,0	0,6
14			28	220	1,22	1,0	0,6
15			29	250	1,22	1,0	0,6
16			30	280	1,22	1,0	0,8
17			31	300	1,32	1,1	0,8
18	Глина $m_{\text{ср}}=0,2$ МПа	б, в	32	320	1,30	1,1	0,8
19			33	340	1,25	1,1	0,9
20			34	360	1,25	0,9	0,9
21			35	380	1,26	0,9	0,9
22			36	400	1,26	0,9	0,6
23			37	410	1,27	0,9	0,6
24			38	420	1,28	1,0	0,6
25			40	440	1,30	1,0	0,6
26	Пісок вологий $m_{\text{ср}}=0,06$ МПа	а, в	35	280	1,25	0,8	0,7
27			40	300	1,39	0,9	0,6
28			41	320	1,39	0,8	0,8
29			42	360	1,32	0,9	0,8
30			43	400	1,30	1,0	0,9

Примітка: $m_{\text{ср}}$ – питома сила руйнування ґрунту

Методика розрахунку

Орієнтовна місткість ковша:

$$q_{op} = \frac{P_{експл} t_{ц} k_{розп}}{k_{ч} k_{нап}}, \text{ м}^3,$$

де $P_{експл}$ – продуктивність екскаватора, м³/год;

$t_{ц}$ – тривалість робочого циклу екскаватора;

$k_{розп}$ – коефіцієнт розпушення ґрунту;

$k_{ч}$ – коефіцієнт використання екскаватора за часом;

$k_{нап}$ – коефіцієнт наповнення ковша.

За отриманим орієнтовним значенням q_{op} вибрати тип конкретної машини і виписати дійсну місткість її ковша (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 - Параметри однокішшевих екскаваторів

Показник	Позначення	ЕО-2621А	ЕО-3322	ЕО-3322А	ЕО-5015А	ЕО-4123	ЕО-4321	ЕО-4121	ЕО-5122А
Потужність двигуна, к.с.	$N_{дв}$	60	75	75	75	80	80	130	170
Тип ходового обладнання		Пневмоколісний			Гусеничний		Пневмоколісний		Гусеничний
Швидкість пересування, км/год.	v_n	до 19	1,85-3,58 10-2- 19-68	До 22	1,87-2,51	2,8	0,98-1,98 1,95-3,85 4,94-9,75 9,90-19,5	2,8	до 2,9
Місткість ковша, м ³	q	0,25	0,5	0,5	0,5	0,65	0,65	1,0	2,5
Ширина ковша, м	B	0,65	0,8	0,9	0,9	1,2	1,2	0,25	1,4
Маса екскаватора, т	M_e	5,7	12,7	14,8	11,5	17,8	17,8	20,9	39,0
Зусилля на зубцях, кН	P_z	25,7	91,0	91,0	62,3	115,0	115,0	142	188,0
Тривалість робочого циклу (90°), с	$t_{ц}$	15	16,5	18	16	16	16	18	27
Найбільша глибина лави (для котловану), м	H_k	3,0	4,3	4,3	4,3	2,5	4,3	4,0	4,9
Найбільша висота розвантаження	H_p	2,5	5,3	5,2	3,9	5,9	6,2	6,0	5,5

Визначити уточнену тривалість циклу:

$$t_{\text{ц.уточн}} = \frac{q k_{\text{ч}} k_{\text{нап}}}{P_{\text{експл}} k_{\text{розп}}}, \text{ с},$$

із врахуванням заданих у табл. 6.1 величин $k_{\text{розп}}$, $k_{\text{нап}}$, $k_{\text{ч}}$.

За отриманими q і $t_{\text{ц.уточн}}$ повторно вибрати місткість ковша екскаватора (поворотна лопата), виписати тип конкретної машини і її характеристики (табл. 6.2).

Площа поперечного перерізу ґрунту, що розробляє ківш екскаватора:

$$F = \frac{q k_{\text{нап}}}{k_{\text{розп}} H} \cdot 10^4, \text{ см}^2.$$

Для екскаватора з поворотною лопатою довжину шляху копання H беруть такою, що дорівнює найбільшій глибині лави $H_{\text{к}}$ (табл. 6.2).

Товщина зрізу:

$$h = F/B, \text{ см},$$

де B – ширина ріжучої частини ковша, см. (табл. 6.2).

Площі лобових частин поперечного перерізу зрізу:

$$F_{\text{пз}} = b h n, \text{ см}^2,$$

де $b = 6 \dots 8$ см – ширина зубця;

h – глибина різання, см;

$n = 3 \dots 4$ – кількість зубців на ріжучій частині ковша.

Площі бокових частин поперечного перерізу зрізу, см^2 (рис. 6.1):

$$F_{\text{бок}} = F - F_{\text{пз}}$$

Сумарна довжина ліній бокового зрізу ґрунту:

$$L_{\text{бок.з}} = 2h(1 - k_{\text{бок}})n, \text{ см},$$

де $k_{\text{бок}} = 0,8$ – коефіцієнт глибини частини прорізу, яка розширюється.

Середньомаксимальна дотична складова сили різання гострими зубцями:

$$P = m_{\text{ср}}(\varphi F_{\text{пз}} + \eta_{\text{бок}} F_{\text{бок}} + \eta_{\text{бок.р}} L_{\text{бок.з}}), \text{ Н},$$

де $m_{\text{ср}}$ – питома сила руйнування ґрунту перед лобовою гранню зубця з кутом різання 45° , МПа (див. табл. 6.1);

$\varphi = 1$ – коефіцієнт, який враховує вплив кута різання;

$\eta_{\text{бок}} = 0,45$ – коефіцієнт, який характеризує відношення питомих сил різання у бокових та лобовій частинах прорізу (для вихідних даних);

$\eta_{\text{бок.р}} = 6,5$ – коефіцієнт, який характеризує відношення питомих сил різання боковими ребрами ножа.

Середньомаксимальна нормальна складова сили різання гострими зубцями, Н:

$$N = P \text{ctg}(\delta + \mu),$$

де $\delta = 360^\circ$ – кут різання;

$\mu = 18 \dots 20^\circ$ – кут тертя ґрунту об сталь.

Для притуплених робочих органів виникає додаткова сила опору ґрунту:

$$P_{\text{пл.зн.}} = m_{\text{ср}} \eta_{\text{пл.зн.}} h L_{\text{пл.зн.}} n \cdot 10^2, \text{ Н},$$

де $\eta_{\text{пл.зн.}}$ – коефіцієнт, який враховує притуплення робочих органів і залежить від ширини ділянки зносу $a = 0,5b$ і товщини зрізу h (для $h = 2$ см; $\eta_{\text{пл.зн.}} = 0,35b$; для $h = 5$ см; $\eta_{\text{пл.зн.}} = 0,18b$; для $h = 10$ см; $\eta_{\text{пл.зн.}} = 0,11b$; для $h = 20$ см; $\eta_{\text{пл.зн.}} = 0,065$; проміжні відношення визначити методом інтерполяції);

$L_{\text{пл.зн.}} = b$ – довжина зношеного ріжучого краю зубця ковша.

Середня дотична складова сили різання, Н:

$$P_{\text{ср}} = P k_e + P_{\text{пл.зн.}},$$

де $k_e = 0,8$ – коефіцієнт енергомісткості процесу різання.

Середні нормальна складова сили різання:

$$N_{\text{ср}} = N k_e - P_{\text{пл.зн.}} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu), \text{ Н},$$

де $\delta_1 = 0,17$ – кут між траєкторією різання і ділянкою зносу, рад.

Середня питома дотична сили різання:

$$P'_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ср}}}{F} \cdot 10^{-2}, \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт питомої сили різання

$$k_{\text{різ}} = \frac{P'_{\text{ср}}}{P_{\text{коп.о}} + (1 + k_1) P_{\text{ср}}},$$

де $P_{\text{коп.о}}$ – питома сила копання для умовного ґрунту з нульовим опором різанню, Мпа;

k_1 – безрозмірний коефіцієнт.

З достатньою точністю для практичних обчислень можна брати для екскаваторів $P_{\text{коп.о}} = 0,025$ Мпа; $k_1 = 0,08$.

Дотична складова сили копання:

$$P_{\text{коп}} = P_{\text{ср}} / k_{\text{різ}}, \text{ Н.}$$

Нормальна складова сили копання:

$$N_{\text{коп}} = N_{\text{ср}} + (P_{\text{коп}} - P_{\text{ср}}) \psi, \text{ Н},$$

де $\psi = \operatorname{ctg} \frac{\pi}{3} = 0,58$ – коефіцієнт, який характеризує співвідношення складових повної сили копання ґрунту.

Визначення продуктивності одноківшевого екскаватора.

Вихідні дані для розв'язання завдання наведені в таблицях 6.1 та 6.2.

Технічна продуктивність:

$$П_{\text{т}} = \frac{3600 q k_{\text{нап}}}{t_{\text{ц}} k_{\text{розп}}}, \text{ м}^3/\text{ГОД},$$

де q – місткість ковша, вибрана у результаті розрахунку з табл. 6.2;

$k_{\text{нап}}$, $k_{\text{розп}}$ – відповідно коефіцієнти наповнення ковша і розпушування ґрунту (табл. 6.1);

$t_{\text{ц}}$ – тривалість циклу (табл. 6.1).

Змінна експлуатаційна продуктивність:

$$P_{\text{зм}} = P_{\text{т}} n_{\text{зм}}, \text{ м}^3/\text{зм},$$

де $n_{\text{зм}} = (0,72 \dots 0,83) \cdot t_{\text{зм}}$ – коефіцієнт обліку роботи екскаватора за зміну;
 $t_{\text{зм}} = 8$ – тривалість зміни, год.

Література: [1] С. 135-143; [2] С. 28-42.

Контрольні питання

1. Основні технічні характеристики одноківшових екскаваторів і параметри робочої зони.
2. Чи може екскаватор працювати як вантажопідйомний крана? Якщо так, то за яких умов; якщо ні - пояснити чому.
3. Розповісти про методику вибору екскаватора для виробництва конкретного виду робіт.
4. Перерахувати види змінного робочого обладнання екскаватора. Вказати область застосування, експлуатаційні переваги і недоліки одного з них при виконанні однотипних робіт.

ТЕМА 7: ВИБІР ТРАНШЕЄКОПАЧА ТА РОЗРАХУНОК ТРИВАЛОСТІ ЙОГО РОБОТИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку основних характеристик багатоковшевих екскаваторів.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- виконувати розрахунок основних характеристик багатоковшевих екскаваторів;
- аналізувати результати виконаних розрахунків основних характеристик багатоковшевих екскаваторів;
- оцінювати правильність розрахунків основних характеристик багатоковшевих екскаваторів.

Короткі теоретичні відомості

Багатоковшеві екскаватори - це землерийні машини, що виконують всі операції технологічного циклу (розробку ґрунту, транспортування його на поверхню і вивантаження у відвал або транспортний засіб) одночасно та безперервно.

Багатоковшеві екскаватори поділяють на машини повздовжнього копання протяжних виїмок прямокутного і трапецевидного профілю - при влаштуванні каналів, водоводів, кюветів (каналокопачі), траншей під інженерні

комунікації, стрічкові фундаменти (траншейні екскаватори) і поперечного копання для кар'єрних, планувальних та меліоративних робіт - при влаштуванні котлованів і траншей великих розмірів, вирівнюванні укосів та розробці кар'єрів, радіального копання для розкривних і кар'єрних робіт великого обсягу. це машини безперервної дії із ланцюговими чи роторним робочими органами.

Безпосередньо на будівництві застосовуються багатоковшеві екскаватори, які при своєму поступальному русі відривають позаду себе подовжню виїмку - траншею певної глибини і ширини.

Траншейні екскаватори класифікують за такими основними ознаками:

- за типом робочого органу - ланцюгові (ЕТЦ) і роторні (ЕТР);
- за способом з'єднання робочого устаткування з базовим тягачем - з навісним і напівпричіпного робочим обладнанням;
- за типом ходового пристрою базового тягача - на гусеничні та пневмоколісні
- за типом приводу - з механічним, гідравлічним, електричним і комбінованим приводом.

Багатоковшеві екскаватори можуть бути із ланцюговими чи роторним робочими органами.

Роторні траншейні екскаватори являють собою навісне або напівпричіпне до переобладнаного гусеничного трактора чи спеціального тягача землерийне обладнання і призначені для розробки траншей прямокутного і трапецевидного профілю в однорідних не мерзлих ґрунтах I-IV категорій, що не містять крупних кам'янистих включень (крупніше 300 мм), а також в мерзлих ґрунтах при різній глибині промерзання верхнього шару. Глибина траншеї, що відривається визначається діаметром ротора. Збільшення глибини копання пов'язано зі значним зростанням діаметру і маси ротора і тому раціональний межа глибини копання для ЕТР не перевищує 3 м.

Траншейні ланцюгові екскаватори ЕТЦ призначені для риття траншей для прокладання трубопроводів (водо-, газопроводів) та кабелів (електро-, зв'язку) в ґрунтах I-IV категорій, а також мерзлих ґрунтах сезонного промерзання.

Багатоківшеві ланцюгові екскаватори дозволяють розробляти траншеї з вертикальними стінками. Для влаштування каналів або траншей з укосами використовують роторні екскаватори, або на екскаватор додатково монтують поперечні шнеки різної довжини.

Для влаштування меліоративних каналів малих розмірів досить ефективним є застосування спеціалізованих екскаваторів - каналокопачів. При цьому треба мати на увазі, що двохроторні і шнекороторні екскаватори призначені для роботи в зоні зрошення на ґрунтах з достатньою несучою здатністю, а двофрезерні - в зоні осушення на торф'яних і легких мінеральних ґрунтах.

При розробці траншей екскаватор рухається по її осі назустріч ухилу, починаючи з понижених місць для забезпечення стоку поверхневих вод. Глибину розробки траншеї чи каналу регулюють опусканням чи підйомом робочого органу. Для автоматизації цього процесу застосовують лазерні показники рівня.

Продуктивність багатоковшових екскаваторів в 2-2,5 рази вище, ніж в одноківшових, які витрачають до 2/3 робочого часу на переміщення ґрунту та зворотне переміщення робочого органу; якість робіт більш висока; енерговитратах на 1м³ розробленого ґрунту менша. Траншейні екскаватори здатні ефективно розробляти як немерзлі, так і мерзлі ґрунти.

Завдання

Виконати експлуатаційні розрахунки багатоковшових траншейних екскаваторів.

Дані для розрахунку наведено у таблиці 7.1.

Методика розрахунку

Екскаватор обирають виходячи з заданих ширини B та глибини H . Технічні характеристики нових моделей багатоковшових траншейних екскаваторів наведено в табл. 7.2...7.4.

Обчислити технічну продуктивність екскаватора $P_{\text{техн}}$. Вона залежить від місткості ковшів та кількості їх розвантажень на одиницю часу, м³/год:

$$P_{\text{техн}} = 3,6 \frac{q k_3 i}{k_p}$$

де q – місткість ковша, л (табл. 7.2-7.4);

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунтів (табл. 7.3);

k_3 – коефіцієнт заповнення ковша (при розрахунках вважаємо, що під час роботи екскаватора весь ківш заповнюється ґрунтом, $k_3 = 1$);

i – кількість розвантажень ковшів, с⁻¹.

Для ланцюгових траншеєкопачів:

$$i = \frac{v_{\text{л}}}{a}$$

для роторних:

$$i = \frac{n n_{\text{к}}}{60}$$

де $v_{\text{л}}$ – швидкість ковшового ланцюга, м/с (табл. 7.2);

a – крок ковшів, м (табл. 7.2);

n – число обертів ротора, хв⁻¹ (табл. 7.4);

$n_{\text{к}}$ – кількість ковшів на роторі (табл. 7.4)

Обчислюємо оптимальну робочу швидкість, яка забезпечує найбільшу продуктивність екскаватора при найкращому використанні його двигуна.

Таблиця 7.1 - Вихідні дані

Варіант	Ґрунти		Розмір траншеї, м		
	Назва	Група,	глибина	ширина	довжина
1	Суглинок лесовидний	I	1,2	0,5	1000
2			2,5	0,8	1500
3			3,5	0,8	1200
4			1,5	0,5	1600
5			2,3	0,2	2000
6	Суглинок з домішкою щебеню та гравію	II	4,5	0,66	2000
7			4,35	0,38	1800
8			2,0	1,25	1600
9			2,2	1,5	1400
10			2,2	0,85	1200
11	Лес природної вологості	II	2,5	2,1	500
12			2,4	2,4	800
13			1,8	1,1	900
14			2,0	1,2	1000
15			2,3	0,2	600
16	Глина ломова	III	1,2	0,5	1400
17			2,5	0,8	1800
18			3,5	0,8	2000
19			1,5	0,5	1500
20			2,3	0,2	1700
21	Глина м'яка, жирна	II	2,2	0,85	900
22			2,0	1,25	1200
23			2,5	2,1	900
24			4,35	0,38	1600
25			2,2	1,5	1000
26	Супісок із домішкою щебеню та гравію	II	4,5	0,66	1200
27			2,5	2,1	900
28			2,4	2,4	1000
29			1,8	1,1	1600
30			2,3	0,2	1200

Таблиця 7.2 - Технічні характеристики ланцюгових траншейних екскаваторів

Параметри	Марка машини						
	ЭТН–121	ЭТН–252	ЭТН–352	ЭТЦ–202Б	ЭТЦ–2010	ЭТЦ–406	ЭТЦ–406А
Глибина траншеї, м	1,2	2,5	3,5	1,5	2,3	4,5	4,35
Ширина траншеї, м	0,5	0,8	0,8	0,5	0,2	0,86	0,38
Місткість ковша, л	12	45	45	23	50	70	20
Кількість ковшів, шт				12	36	20	25
Крок ковшів, м	0,3	1,14	1,14	0,96	0,76	0,95	0,76
Швидкість ківшевого ланцюга, м/с	0,75	1,06	1,06	0,78	1,25	1,87	1,87
Робоча швидкість руху на передачах, м/год:							
I	69,6	29	20	15	90	17,5	17,5
II	85,5	47	26	97,1	172,7	44	44
III	105	57	37	175,3	255,4	70,5	70,5
IV	121	73	47	261,4	338,1	97	97
V	152	85	76	343,6	420,8	123,5	123,5
VI	—	120	106	425,7	503,5	150	150
VII	—	165	147	507,8	586,2	—	—
VIII	—	215	192	590	668,9	—	—
IX	—	—	—	—	751,6	—	—
X	—	—	—	—	834,3	—	—
XI	—	—	—	—	917	—	—
XII	—	—	—	—	1000	—	—
Двигун марки	ДТ–54	ДТ–54	ДТ–54	Д–242	Д–240	Д–160	Д–160
Потужність, кВт	54	54	54	55,1	55,1	117,2	117,2

Таблиця 7.3 - Коефіцієнт розпушення ґрунтів

Ґрунт	Категорія ґрунту	k_p
Суглинок лесовидний	I	1,08...1,17
Суглинок з домішкою щебеню та гравію	II	1,32
Лес природної вологості	II	1,28
Глина ломова	III	1,32
Глина м'яка, жирна	II	1,31
Супісок з домішкою щебеню та гравію	II	1,28

Таблиця 7.4 - Технічні характеристики роторних траншейних екскаваторів

Параметри	Марка машини						
	ЭТР–204А	ЭТР–223А	ЭТР–224А	ЭТР–253А	ЭТР–254	ЭР–4	ЭР–7А
Глибина траншеї, м	2,6	2,2	2,2	2,5	2,4	1,8	2
Ширина траншеї, м	1,25	1,5	0,85	2,1	2,4	1,1	1,2
Місткість ковша, л	140	160	85	250	148	50	80
Кількість ковшів, шт	14	14	16	14	24	14	14
Число обертів ротора, хв ⁻¹	7,8	7,2	9	8	7,7	10,9	9,6
Робоча швидкість руху, м/год, на передачах:							
I	10	10	10	20	20	64	31
II	41,2	41,2	41,2	52,5	52	103	49
III	82,4	82,4	82,4	85	84	147	59
IV	123,6	123,6	123,6	117,5	148	210	84
V	164,4	164,4	164,4	150	180	—	89
VI	206,8	206,8	206,8	182,5	212	—	112
VII	248	248	248	215	244	—	140
VIII	300	300	300	280	276	—	167
IX	—	—	—	—	308	—	181
X	—	—	—	—	340	—	215
XI	—	—	—	—	372	—	240
XII	—	—	—	—	404	—	310
Двигун марки	Д–160	Д–160	Д–160	В–30В	ЯМЗ–240Б	КДМ–100	КДМ–100
Потужність, кВт	54	54	54	80	80	100	100

Для розрахунку приймаємо, що оптимальна швидкість екскаватора відповідає його технічній продуктивності при викопуванні траншеї заданих розмірів, м/год:

$$v_{\text{опт}} = \frac{P_{\text{техн}}}{BH}$$

де B – ширина траншеї, м (табл. 7.2-7.4);

H – глибина траншеї, м (табл. 7.2-7.4).

Робочу швидкість переміщення екскаватора беремо із табл. 7.2 та табл. 7.4 (вона дорівнює обчисленій оптимальній $v_{\text{опт}}$, або найближчій меншій за неї), м/год:

$$v_p \leq v_{\text{опт}}$$

Змінну експлуатаційну продуктивність екскаватора підраховуємо за формулою, м³/зміну:

$$\Pi_{\text{змін}} = BH\nu_p T k_b$$

де T – тривалість зміни (за звичай вона дорівнює 8 год.);

k_b – коефіцієнт використання робочого часу екскаватора, $k_b = 0,7 \dots 0,9$.

Кількість змін роботи $n_{\text{змін}}$, яка залежить від обсягу робіт:

$$n_{\text{змін}} = \frac{BHL}{\Pi_{\text{змін}}}$$

де L – довжина траншеї, м (табл. 7.1).

Література: [1] С. 115-122; [2] С. 6-11.

Контрольні питання

1. Як визначається потужність приводу робочого органу екскаватора траншейного ланцюгового багатоковшового?
2. Як визначається потужність приводу робочого органу екскаватора траншейного роторного?
3. Покажіть порядок розрахунку стійкості екскаватора траншейного ланцюгового багатоковшового.
4. Як проводиться тяговий розрахунок екскаватора траншейного ланцюгового?

ТЕМА 8: ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ БУЛЬДОЗЕРА

Мета практичного заняття: Оволодіння слухачами навичками щодо розрахунку основних характеристик бульдозера.

Після вивчення теми слухачі повинні вміти:

- розраховувати основні характеристики бульдозера;
- аналізувати результати розрахунку основних характеристик бульдозера;
- оцінювати правильність розрахунку основних характеристик бульдозера.

Короткі теоретичні відомості

Бульдозер являє собою навісне обладнання на базовий трактор, що включає відвал, закріплений на штовхає рамі і гідравлічну систему управління відвалом. Ці машини застосовують для пошарової розробки ґрунтів I - IV категорій переміщенням волоком (до 400 м). За допомогою бульдозерів виробляють пристрій виїмок, насипів, засипання траншей, планування ґрунтових поверхонь з попередніми ущільненнями.

За типом ходової частини випускають бульдозери:

- гусеничні (найбільш поширені);
- колісні (застосовують в умовах, що не вимагають великої сили тяги, частих перебезування з об'єкта на об'єкт).

За конструкцією робочого органу розрізняють бульдозери з поворотним і неповоротним в плані відвалом. Поворот відвалу в плані дозволяє переміщати ґрунт вперед і в сторону, тобто вести роботи поздовжніми проходами (більш продуктивно).

Робочий процес бульдозера включає наступні операції:

1. Опущання і заглиблення відвалу в ґрунт при переміщенні машини.
2. Відділення ґрунту від масиву і освіту перед відвалом призми волочіння.
3. Підйом відвалу на поверхню ґрунту і переміщення призми до місця відсипки. При цьому відбувається зрізання невеликої стружки ґрунту для компенсації втрат в бічні валики і збереження обсягу призми волочіння.
4. Відсипка ґрунту розрівнювання або рухом назад.
5. Зворотний хід (переднім або заднім ходом)

З метою підвищення продуктивності і якості планувальних робіт бульдозери забезпечуються системою автоматичного управління (САУ) для стабілізації рівня і перекоосу відвалу.

Завдання

Перевірити можливість руху бульдозера без пробуксовування; визначити експлуатаційну продуктивність бульдозера.

Вихідні дані наведені у таблиці 8.1.

Методика розрахунку

Умови руху бульдозера без пробуксовування

$$P_{зч} \geq P_m \geq \sum P, \text{ м,}$$

де $P_{зч}$ - сила тяги за зчепленням, Н;

$$P_{зч} = G_{зч} \cdot \varphi_{зч};$$

$G_{зч} = G_6 = 9,81m_6$ - вага, яка зумовлює силу зчеплення бульдозера, Н;

$\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення (табл. 8.2);

P_m - максимальне тягове зусилля, яке розвиває двигун базового трактора, Н;

$$P_m = 3600 \frac{N}{\vartheta};$$

N - ефективна потужність двигуна трактора (табл. 8.3);

ϑ - швидкість машини на першій або другій передачі (табл. 8.3);

Таблиця 8.1 - Вихідні дані

Варіант	Грунт	Базова машина	Довжина відвалу, L , м	Висота відвалу, H , м	Глибина різання, h , м	Схил місцевості, i	Маса бульдозера, m_b , кг	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Пісок	Т-130	3,20	1,30	0,50	+0,03	15710	$l_p=6$ м $l_{mp}=30$ м $l_{x.x}=40$ м
2	Супісок	ДТ-75	2,52	0,80	0,15	+0,04	6925	
3	Рослинний грунт	Т-4А	2,60	0,90	0,30	+0,06	9648	
4	Гравій	Т-180	3,35	1,38	0,80	+0,02	17855	
5	Легкий суглинок	Т-4А	2,60	0,90	0,25	+0,03	9648	
6	Важкий суглинок	Т-330	4,80	1,37	0,55	-0,02	53100	$l_p=7$ м $l_{mp}=40$ м $l_{x.x}=45$ м
7	Щебінь	Т-74	2,52	0,80	0,15	+0,06	6370	
8	М'яка глина	Т-100МЗ	3,94	1,00	0,80	+0,04	14000	
9	Сухий грунт	Т-180	3,35	1,38	0,95	-0,03	17855	
10	Рослинний грунт	Т-130	3,20	1,30	0,40	+0,05	15710	
11	Супіски	Т-74	2,52	0,80	0,18	+0,04	6370	$l_p=8$ м $l_{mp}=50$ м $l_{x.x}=60$ м
12	Пісок	Т-4А	2,60	0,90	0,26	+0,05	9648	
13	Легкі суглинки	Т-100МЗ	3,94	1,00	0,70	+0,04	14000	
14	Гравій	ДТ-75	2,52	0,80	0,20	+0,05	6925	
15	Важкі суглинки	ДЕТ-250	4,50	1,20	0,40	-0,01	28535	
16	Щебінь	Т-74	2,52	0,80	0,12	-0,03	6370	$l_p=9$ м $l_{mp}=40$ м $l_{x.x}=50$ м
17	М'яка глина	Т-180	3,35	1,38	0,90	-0,02	17855	
18	Сухий грунт	Т-180	3,35	1,38	0,75	+0,05	17855	
19	Щебінь	Т-130	3,20	1,30	0,40	+0,06	15710	
20	Гравій	ДТ-75	2,52	0,80	0,18	+0,03	6925	
21	Супіски	Т-4А	2,60	0,90	0,26	-0,03	9648	$l_p=6$ м $l_{mp}=50$ м $l_{x.x}=60$ м
22	Пісок	Т-74	2,52	0,80	0,15	+0,05	6370	
23	Сухий грунт	ДЕТ-250	4,50	1,20	0,35	+0,03	28535	

Продовження таблиці 8.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24	Легкий суглинок	T-130	3,20	1,30	0,45	-0,02	15710	
25	Рослинний ґрунт	T-130	3,20	1,30	0,45	-0,02	15710	
26	Щебень	T-74	2,52	0,80	0,20	-0,03	6370	
27	Пісок	T-4A	2,62	0,90	0,30	+0,04	9648	
28	М'яка глина	T-130	3,20	0,30	0,40	+0,03	15710	$l_p=70$ м $l_{mp}=30$ м $l_{x,x}=60$ м
29	Гравій	T-180	3,35	1,38	0,85	+0,04	17855	
30	Рослинний ґрунт	T-180	3,35	1,38	0,95	-0,02	17855	

Таблиця 8.2 - Коефіцієнти опору переміщенню рушія f , зчеплення $\varphi_{зч}$ і $k_{пр}$

Вид ґрун та	f	$\varphi_{зч}$	$k_{пр}$ при H/L				
			0,15	0,30	0,35	0,40	0,45
Зв'язний	0,06...0,07	0,8...0,9	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95
Незв'язний	0,1...0,12	0,5...0,7	1,15	1,20	1,25	1,30	1,50

$\sum P$ - сума опорів, які виникають у випадку лобового різання і транспортування ґрунту відвалом бульдозера по горизонтальній поверхні

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5, \text{ Н,}$$

де P_1 - опір ґрунту різанню

$$P_1 = kF \cdot 10^6, \text{ Н;}$$

k - питомий опір ґрунту різанню, МПа, для бульдозерів; $k = 0,06$ - I група ґрунтів; $k = 0,09$ - II група; $k = 0,12$ - III група;

$F = Lh$ - площа поперечного перерву стружки ґрунту, м²; L - довжина відвалу бульдозера, м (табл. 8.1); h - глибина різання, м (табл. 8.1);

P_2 - опір переміщенню призми ґрунту перед відвалом.

$$P_2 = \frac{V_{пр} \cdot I_{гр} \cdot \mu}{k_p}, \text{ Н,}$$

$V_{пр} = \frac{L \cdot H^2}{2k_{пр}}$ - об'єм призми волочіння, яка утворюється при повному заповненні відвалу; H - висота відвалу, м (табл. 8.1). Значення коефіцієнта $k_{пр}$ залежно від відношення H/L і виду ґрунту наведені у табл. 8.2;

$I_{гр}$ - щільність ґрунту, кг/м³;

k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту;

Таблиця 8.3 - Технічні характеристики базових тракторів

Показник	ДТ-75	Т-74-С9	Т-4А	Т-100МЗ	Т-130	Т-180	ДЕТ-250	Т-150К	Т-220
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потужність двигуна, кН	55	55	100	74	118	130	220	129	160
Тяговий клас, кН	30	30	40	100	100	150	250	30	150
Швидкість руху, км/год	5; 5,58; 6,21; 6,9; 7,67	2,14... 10,6	3,74; 4,03; 4,66; 5,2; 6,35; 7,37; 8,53; 9,52	2,36; 3,78; 4,51; 6,45; 10,15	3,7; 4,4; 5,13; 6,1; 7,44; 8,87; 10,27; 12,2	2,86% 5,06; 6,9; 9,46; 13,09	Робоча 2,3... 15 Транс- портна 0,8 3,5... 24,5	8,53; 11,40; 13,38; 18,55	10,08; 17,6
назад									
Габаритні розміри, м:									
довжина	3075	3600	4475	4313	4390	5800	6236	5885	5180
ширина	1740	1840	1952	2460	2475	2740	3160	2220	2795
висота	2273	2300	2568	3059	3080	2800	3180	2825	3020
Маса трактора, т	5,6	5,9	8	12,1	14	14,35	25	7,4	17

μ - коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт (табл. 8.4);

P_3 - опір переміщенню ґрунту вверх по відвалу

$$P_3 = V_{\text{пр}} \frac{l_{\text{гр}}}{k_p} \mu_2 \cos^2 \alpha, \text{ Н},$$

μ_2 - коефіцієнт тертя ґрунту об поверхню відвалу (табл. 8.4);

$\alpha = 35 \dots 50^\circ$ - кут різання;

P_4 - опір переміщенню бульдозера по місцевості

$$P_4 = G_6 (f \pm i), \text{ Н},$$

f - коефіцієнт опору переміщенню рушія (табл. 8.2);

i - нахил місцевості;

P_5 - опір, який виникає на ділянці затуплення ножа відвалу

$$P_5 = P_{\text{пт}} L, \text{ Н},$$

$P_{\text{пт}}$ - питомий опір від затуплення, який залежить від ширини ділянки затуплення ножа відвалу і групи ґрунту (табл. 8.5).

Таблиця 8.4 - Фізико-механічні властивості ґрунтів

Ґрунт	Група ґрунту	$l_{ep},$ кг/м ³	k_p	μ_1	μ_2
Пісок	I	1500	1,1	0,53...0,62	0,27...0,60
Супісок	I	1650	1,2	0,53...0,62	0,27...0,60
Рослинний ґрунт	I	1200	1,15	0,53...0,70	0,30...0,42
Ґравій розміром 80...90 мм	I	1750	1,15	0,70...0,84	0,40...0,65
Легкі суглинки з вкрапленням щебеню	II	1750	1,2	0,84...1,20	0,50...0,70
Важкі суглинки без вкраплень	III	1900	1,3	0,84...1,20	0,50...0,70
Щебень розміром більше 80 мм	II	1800	1,2	0,84...1,00	0,34...0,70
М'яка глина	III	19,50	1,2	0,84...1,20	0,50...0,70
Сухий ґрунт	III	1300	1,1	0,53...0,70	0,30...0,42

Таблиця 8.5 - Питомий опір від затуплення ножа відвалу

Ширина ділянки затуплення, мм	Група ґрунту		
	I	II	III
5	60...120	150...250	400...500
10	250...400	500...700	800...1000
15	450...700	600...1000	1100...1300

Далі, користуючись формулою для умови руху, треба перевірити, чи можливе переміщення бульдозера без пробуксовування

Експлуатаційна продуктивність бульдозера за годину, м³/год.

$$P_{\text{експл}} = \frac{3600V_{\text{пр}}k_{\text{сх}}k_{\text{ч}}}{t_{\text{ц}}k_{\text{р}}}, \text{ м}^3/\text{ГОД.},$$

де $V_{\text{пр}}$ - об'єм призми волочіння, яка утворюється при повному заповненні відвалу;

$k_{\text{сх}}$ - коефіцієнт, який враховує вплив схилу на продуктивність;

$k_{\text{ч}} = 0,75 \dots 0,80$ - коефіцієнт використання бульдозера за часом;

$k_{\text{р}}$ - коефіцієнт розпушення ґрунту;

$t_{\text{ц}}$ - тривалість робочого циклу бульдозера;

$$t_{\text{ц}} = 3,6 \left(\frac{l_{\text{р}}}{v_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{гр}}}{v_{\text{гр}}} + \frac{l_{\text{хх}}}{v_{\text{хх}}} \right) + 2(t_{\text{п}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{о}}), \text{ с},$$

$l_{\text{р}}, l_{\text{гр}}, l_{\text{хх}}$ - відповідно довжини різання, переміщення ґрунту та холостого ходу машини, м (табл. 8.1);

$v_{\text{р}}, v_{\text{гр}}, v_{\text{хх}}$ - швидкості відповідно руху бульдозера під час різання ґрунту,

переміщення і зворотного ходу, км/год.;

$t_{\pi} = 40 \dots 50$ с; $t_{\text{пов}} = 10 \dots 12$ с; $t_o = 1 \dots 2$ с - відповідно тривалість переключення передач, повороту та опускання відвалу.

Швидкості окремих операцій робочого циклу становлять, км/год.: 2,5...4,0 - під час різання; 2,5...5,0 - під час транспортування ґрунту; 5,8...8,0 - під час холостого ходу. Користуючись вказаними даними і даними табл. 8.3 згідно з варіантом завдання вибирають швидкості для обчислення робочого циклу бульдозера.

Література: [1] С. 123-130.

Контрольні питання

1. Як здійснюється тяговий розрахунок бульдозера?
2. Покажіть порядок розрахунку положення центру тиску рушія на ґрунт при копанні.
3. Розрахункові умови і положення робочого обладнання при визначенні навантажень для розрахунку штовхають брусів, відвалу, запряжних шарнірів, гідроциліндрів підйому і заглиблення.
4. Як визначається продуктивність бульдозера при копанні і плануванні ґрунту?

ЛІТЕРАТУРА, ЩО РЕКОМЕНДУЄТЬСЯ

1. Палій В.П. Будівельна техніка: навчальний посібник / В.П. Палій, І.М. Малик. - К.: Аграрна освіта, 2009. - 254 с.
2. Слободян О. Б. Будівельна техніка: практикум / Н. М. Слободян, О. Б. Волошин. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 104 с

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять
з дисципліни «Будівельна техніка»
(для студентів спеціальності
192 – «Будівництво та цивільна інженерія»)

Укладач:

Вікторія Борисівна ІГНАТЬЄВА
Денис Ярославович БАРАН